CAP. 3 – Le centrali termoelettriche

1. Cicli termodinamici

1.1. Proprietà dei fluidi

Lo stato fisico di un gas è determinato quando sono note due delle seguenti variabili: pressione, temperatura, volume specifico.
Tali variabili sono, com'è noto, legate tra loro dalla relazione

$$p\,v = R\,T$$

denominata "equazione caratteristica dei gas perfetti". Nella relazione suddetta p è la pressione, v è il volume specifico, T è la temperatura assoluta, R è la costante caratteristica dei gas.
Anche altri parametri, oltre ai tre precedenti, sono caratteristici dello stato fisico di un fluido: tali sono ad esempio l'entalpia (calore totale) e l'entropia, cosicché lo stato fisico di un fluido può essere definito anche dalla conoscenza della sua entropia e della sua temperatura assoluta oppure della sua entropia e della sua entalpia.
Quando un fluido passa da uno stato fisico ad un altro, varia qualcuno dei parametri che lo definiscono: in tal caso si dice che il fluido ha subìto una trasformazione.
Uno stato fisico, essendo individuato da due parametri, può essere rappresentato da un punto di un piano in un sistema di assi cartesiani ortogonali, assumendo a coordinate del punto i valori dei due parametri. Una qualsiasi trasformazione che il fluido subisce può allora essere rappresentata nel piano da una linea, i cui punti rappresentano i successivi stati fisici assunti dal fluido e gli estremi rappresentano lo stato fisico iniziale e quello finale.
Nella trattazione delle centrali termoelettriche il fluido che interessa è l'acqua allo stato di liquido e di vapore. Le trasformazioni termodinamiche compiute sono le seguenti:

- trasformazioni a pressione costante (isobariche),
- trasformazioni a volume costante (isometriche o isocore),
- trasformazioni a temperatura costante (isotermiche),
- trasformazioni senza scambio di calore con l'esterno (adiabatiche).

Le trasformazioni di un fluido sono rappresentate graficamente da particolari diagrammi in ciascuno dei sistemi di coordinate prescelte.
Si hanno così:

- i diagrammi (p, v), se le coordinate scelte a rappresentare lo stato fisico del fluido sono la pressione (ordinate) e il volume (ascisse);
- i diagrammi entropici (T, s), se le coordinate sono la temperatura assoluta (ordinate) e l'entropia (ascisse);
- il diagramma di Mollier (h, s), se le coordinate sono l'entalpia (ordinate) e l'entropia (ascisse).

Nei diagrammi (p, v) le trasformazioni isobariche sono rappresentate da rette parallele all'asse delle ascisse, le trasformazioni isometriche da rette parallele all'asse delle ordinate, le trasformazioni isotermiche per l'aria e il vapor d'acqua surriscaldato da rami di iperbole equilatera con asintoti coincidenti con gli assi delle coordinate e che si allontanano da questi all'aumentare della temperatura. Le isotermiche per il vapor saturo sono invece rette parallele all'asse delle ascisse perché avvengono a pressione costante. Infine le trasformazioni adiabatiche sono rappresentate da

curve che soddisfano l'equazione $pv^k = RT$, avendo indicato con $k = \frac{c_p}{c_v}$ il rapporto tra i calori specifici a pressione e a volume costante.
Nella rappresentazione (p, v) l'area compresa fra le ordinate dei punti estremi del diagramma, l'asse delle ascisse e la curva rappresentativa della trasformazione equivale, in scala opportuna, al lavoro esterno compiuto dal fluido durante la trasformazione: è positiva, ossia si tratta di lavoro eseguito dal fluido, se la trasformazione si muove verso un aumento di volume; è negativa, ossia si tratta di lavoro assorbito dal fluido, nel caso opposto.
Nei diagrammi entropici le trasformazioni isotermiche (e le isobariche per il vapor saturo) sono rappresentate da rette orizzontali, le adiabatiche da rette verticali, le isobariche per i gas e il vapore surriscaldato da curve di andamento prossimo all'esponenziale[1] e che salgono verso destra (perché somministrando calore aumentano l'entropia e la temperatura), le isometriche da curve che salgono verso destra più rapidamente di quelle isobariche.
Nei diagrammi entropici l'area compresa fra la curva di trasformazione, l'asse delle ascisse e le ordinate estreme rappresenta, in opportuna scala, il calore dato o tolto all'unità di peso del fluido[2]: il calore viene dato, quando la curva viene descritta nel senso delle entropie crescenti; viene tolto, quando la curva viene descritta nel senso inverso.

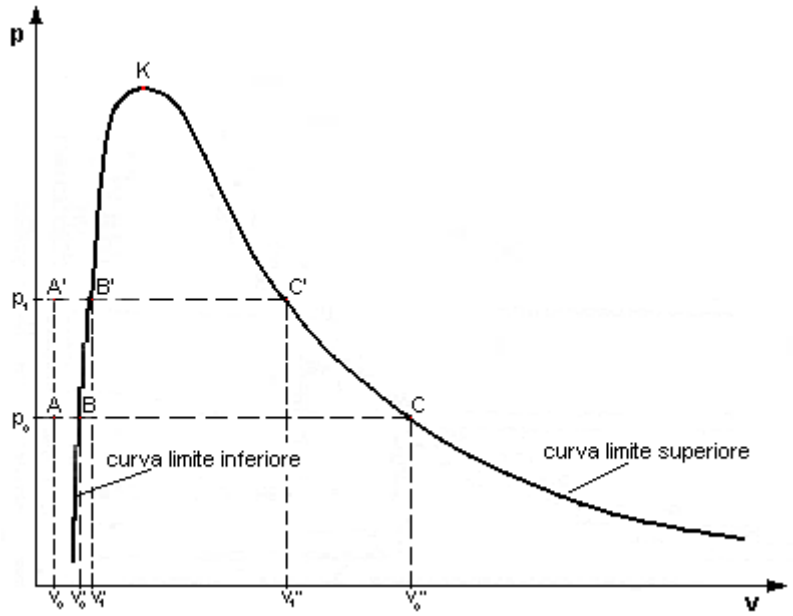
1.2. Trasformazione dell'acqua in vapore

La trasformazione dell'acqua in vapore avviene a pressione e a temperatura costante ed è rappresentata nel diagramma (p, v) da una retta orizzontale.
Durante la fase di riscaldamento dell'acqua, dalla temperatura iniziale di 0°C fino alla temperatura di ebollizione t_0 relativa alla pressione costante p_0, il volume dell'acqua aumenta pochissimo, da v_0 a v_0', e la trasformazione è rappresentata dal segmento AB.
Continuando a somministrare calore, l'acqua vaporizza e la pressione rimane costante fino alla completa trasformazione dell'acqua in vapore; il volume aumenta da v_0' a v_0". Questa fase di vaporizzazione è rappresentata dal segmento BC[3].
Fornendo ancora calore, si ottiene vapore surriscaldato: il volume e la temperatura aumentano e il punto rappresentativo si sposta a destra di C sull'orizzontale a pressione costante p_0.
Se la trasformazione dell'acqua in vapore avviene ad un'altra pressione costante $p_1 > p_0$, la sua rappresentazione sul diagramma avverrà su un'altra orizzontale, al di sopra della prima. La vaporizzazione inizierà ad una temperatura $t_1 > t_0$ e a un volume $v_1' > v_0'$ e terminerà ad un volume $v_1'' < v_0''$, poiché il volume specifico del vapore saturo secco diminuisce con l'aumentare della pressione: la nuova trasformazione sarà rappresentata da A'B'C'.
Riunendo tutti i punti B, B', B",… e tutti i punti C, C', C",… si ottengono due curve dette rispettivamente curva limite inferiore e curva limite superiore del vapor d'acqua.

[1] Sarebbero esponenziali se c_p fosse costante.

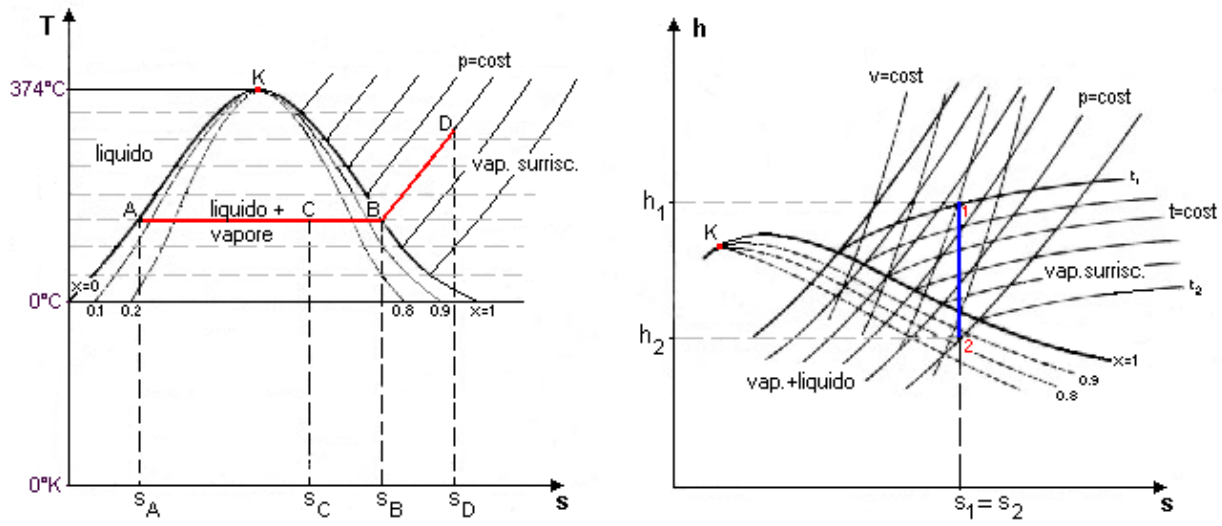
[2] E' infatti: $ds = \frac{dq}{T}$ $dq = T \cdot ds$ $q = \int_1^2 T \cdot ds$

[3] Nei punti B l'acqua è ancora tutta allo stato liquido, nei punti C è tutta allo stato di vapore saturo secco.
I punti compresi tra B e C (vapore saturo umido) rappresentano stati del fluido in cui sono mescolati acqua e vapore.
Si chiama titolo del vapore saturo umido il peso di vapore saturo secco contenuto in 1 kg di miscela acqua-vapore.
Perciò la curva limite inferiore è anche curva a titolo 0, mentre la curva limite superiore è anche curva a titolo 1.



Le due curve limite dividono il piano in tre regioni, cui corrisponde, da sinistra a destra, lo stato liquido, lo stato di vapore saturo umido, lo stato di vapore surriscaldato.
Le due curve convergono verso l'alto in un punto K detto punto critico, che rappresenta quello stato di fluido nel quale il liquido vaporizza senza aumento di volume.
Il punto critico per l'acqua corrisponde a una pressione[4] di 225 kg/cm^2 e una temperatura di 374°C; il volume specifico, comune al liquido e al vapore, è di 0,0031 m^3/kg.

Nel diagramma entropico le curve limite del vapor d'acqua hanno andamento analogo a quello del diagramma (p, v) e la fase di trasformazione dell'acqua in vapore è pure rappresentata da un segmento orizzontale tra le due curve limite (trasformazione isobarica e isotermica); le curve a titolo costante tagliano questi segmenti orizzontali in parti proporzionali al titolo.



[4] L'unità di misura della pressione nel Sistema Internazionale è il **Pascal**: ***1 Pa = 1 Newton/m^2 = 10^{-5} bar***
Nella pratica si usano anche altre unità di misura:

- l'**atmosfera** (*1 atm = 10,33 m H_2O = 1,0133·10^5 Pa = 760 mm Hg*) ***1 atm = 1,0133 bar***
- il **kg/cm^2** (*1 kg/cm^2 = 10 m H_2O = 0,98·10^5 Pa = 0,987 atm*) ***1 kg/cm^2 = 0,98 bar***

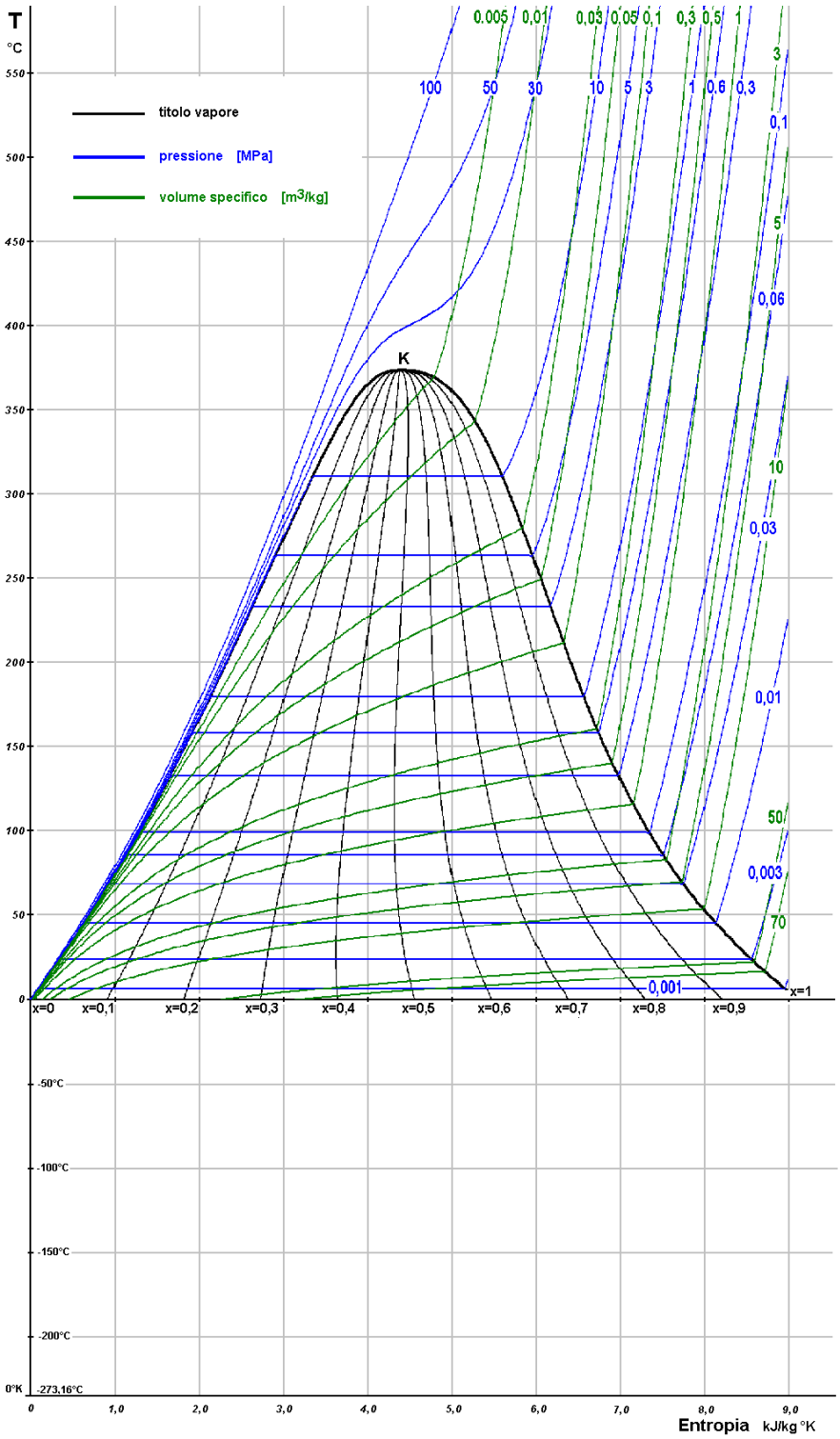


Diagramma entropico

Nel diagramma di Mollier sono tracciate la curva limite superiore (luogo rappresentativo degli stati del vapore saturo secco), le linee a pressione e temperatura costante e le linee a titolo costante nel campo del vapore saturo (al di sotto della curva limite superiore), le linee a pressione costante[5] e le linee a temperatura costante nel campo del vapore surriscaldato (al di sopra della curva limite superiore).
Le trasformazioni adiabatiche sono rappresentate da segmenti di retta normali all'asse delle ascisse, le trasformazioni isoentalpiche da segmenti di retta paralleli all'asse delle ascisse.
Il diagramma di Mollier permette di determinare la diminuzione di entalpia in una espansione adiabatica, che è l'equivalente termico del lavoro ottenuto per unità di peso del fluido in una turbina a vapore; esso permette di effettuare rapidamente i calcoli relativi alle trasformazioni del vapor d'acqua.

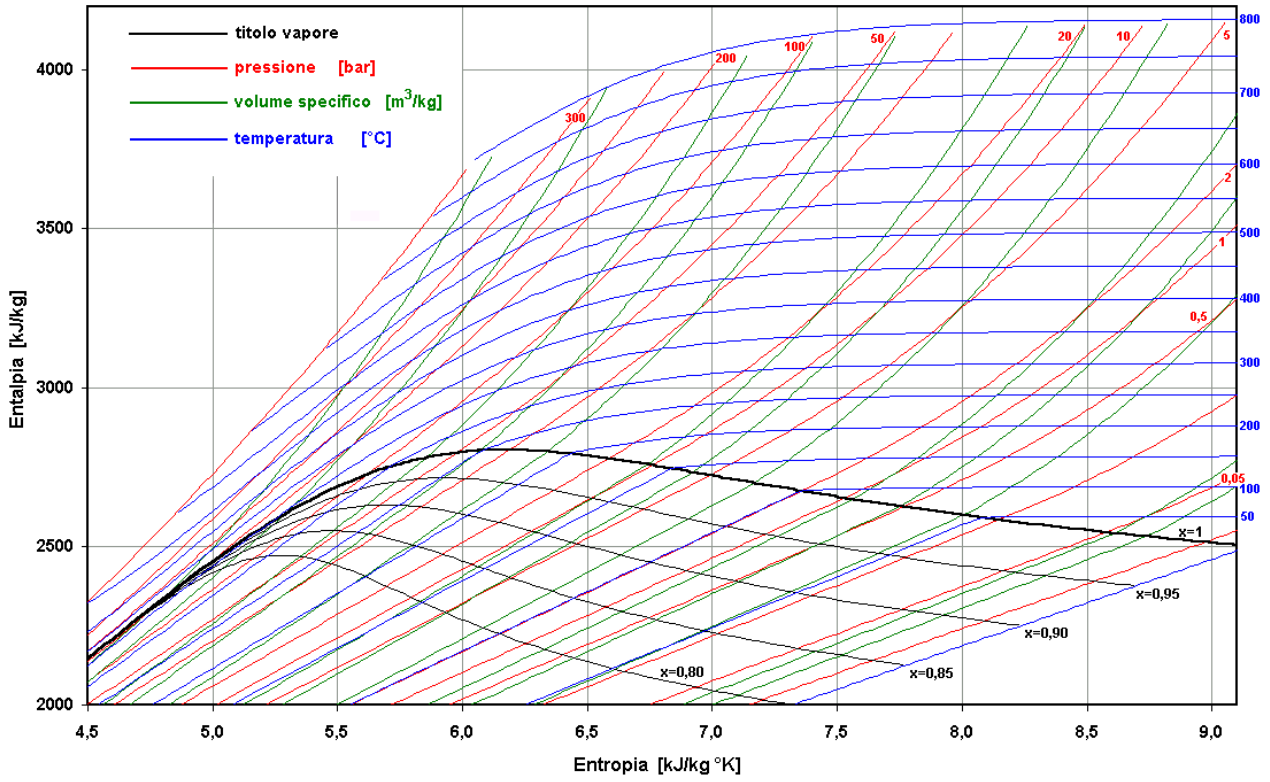
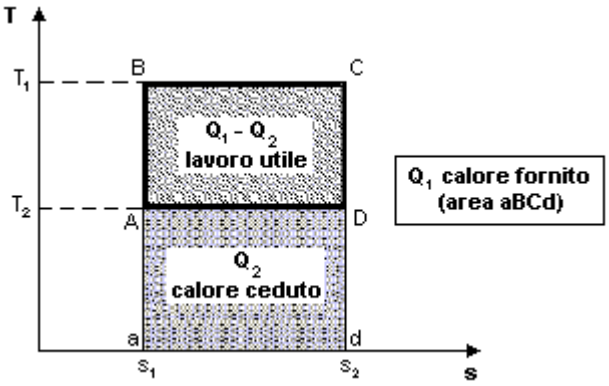


Diagramma di Mollier

[5] A pressione costante è $\frac{dh}{ds} = T$; quindi il coefficiente angolare della tangente ad una linea a pressione costante nel diagramma di Mollier è uguale alla temperatura nel punto di tangenza.
Poiché ovviamente in una linea a pressione costante la temperatura varia con continuità al variare dell'entropia, ne segue che le linee a pressione costante nel diagramma di Mollier non hanno cuspidi nelle intersezioni con le curve limiti, contrariamente a quanto capita per le linee a pressione costante nel diagramma entropico.

1.3. Cicli termodinamici

Un fluido che si espande produce un lavoro esterno; ma per una produzione continua di lavoro, quale è richiesta ai motori termici, è necessario riportare allo stato iniziale il fluido che ha subìto l'espansione. Occorre quindi che il fluido subisca trasformazioni la cui rappresentazione dia luogo a una linea chiusa, detta ciclo: l'area racchiusa da questa linea chiusa rappresenta, nel diagramma (T,s), il lavoro utile effettuato.
Per il funzionamento di un motore termico occorre che il fluido, in ossequio al secondo principio della termodinamica, descriva un ciclo ricevendo calore da una sorgente ad alta temperatura e cedendo calore a una sorgente a temperatura inferiore.
Com'è noto, il ciclo che fra due temperature assegnate realizza il più elevato rendimento nella trasformazione di calore in lavoro meccanico è il ciclo di Carnot[6]. Tale ciclo è costituito da due isoterme e da due adiabatiche; il suo rendimento è tanto più elevato quanto più grande è il rapporto fra le due temperature estreme.
Il ciclo di Carnot nel diagramma entropico è infatti rappresentato da un rettangolo (ABCD).



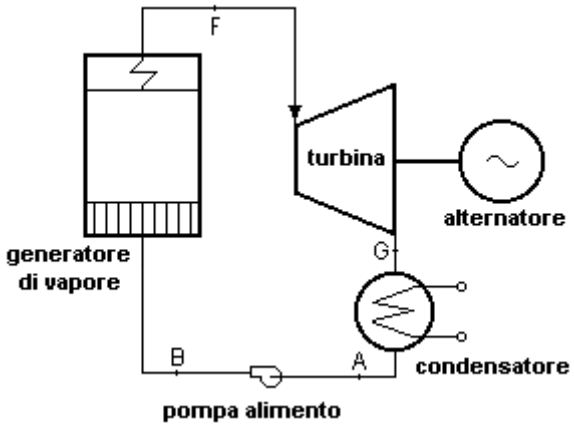
L'area aBCd rappresenta la quantità di calore Q_1 fornita al fluido dalla sorgente a temperatura T_1; l'area aADd rappresenta la quantità di calore Q_2 ceduta dal fluido alla sorgente a temperatura T_2; l'area ABCD rappresenta il lavoro utile ottenuto.
Il rendimento del ciclo è dunque:

$$\eta = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{area(ABCD)}{area(aBCd)} = \frac{(T_1 - T_2)\cdot \Delta s}{T_1 \cdot \Delta s} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1}$$

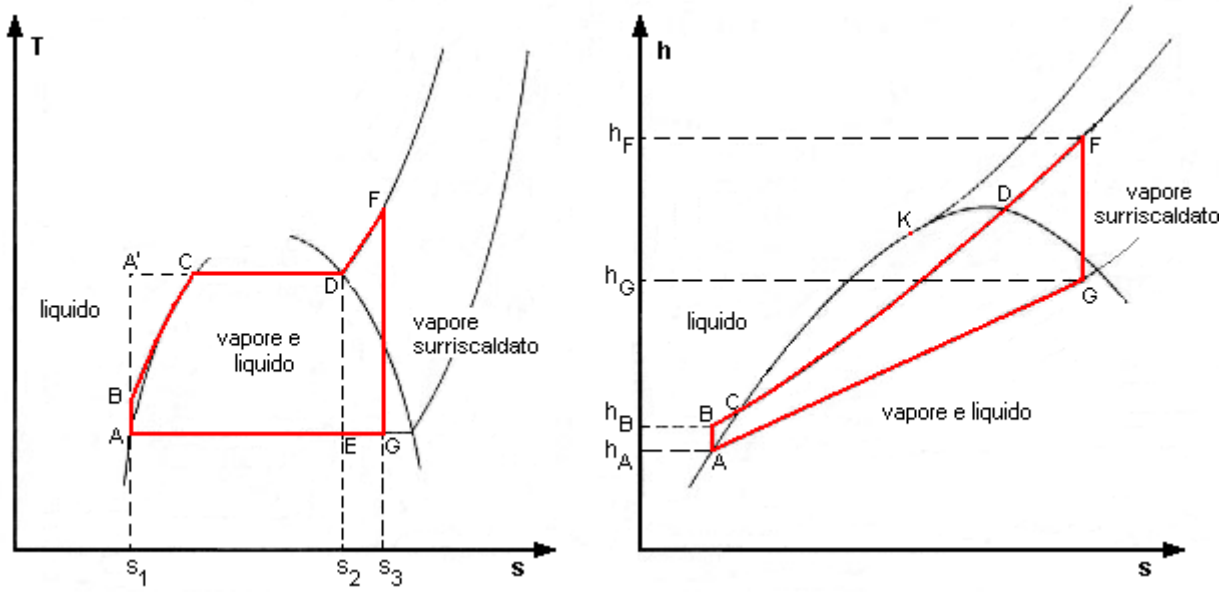
[6] Il teorema di Carnot asserisce:
"Assegnate le temperature di due sorgenti, esiste un valore limite superiore del rendimento che si raggiungerebbe nel caso ideale in cui la trasformazione subita dal sistema termicamente isolato, costituito dalle due sorgenti, dal corpo intermediario (cioè dal corpo che scambia calore con tali sorgenti) e dagli organi meccanici delle macchine fosse completamente invertibile".
Perché la trasformazione sia invertibile il corpo dovrà ricevere calore dalla sorgente a temperatura T_1 avendo la temperatura T_1 e dovrà cedere calore alla sorgente a temperatura T_2 avendo la temperatura T_2: dovrà quindi ricevere calore durante una espansione isotermica a temperatura T_1 e cedere calore durante una compressione isotermica a temperatura T_2. Dovendo poi il corpo descrivere un ciclo, esso dovrà passare dalla temperatura T_1 alla temperatura T_2 e viceversa; poiché il ciclo deve essere invertibile, il corpo, durante i suddetti passaggi, non dovrà subire scambi di calore con le sorgenti, dovrà cioè subìre trasformazioni adiabatiche.

1.3.1. Ciclo Rankine

Lo schema di principio di un normale impianto con turbina a vapore può essere rappresentato dalla figura seguente, dove sono indicati gli elementi essenziali al funzionamento dell'impianto: il generatore di vapore (detto comunemente caldaia), la turbina, il condensatore, la pompa alimento.



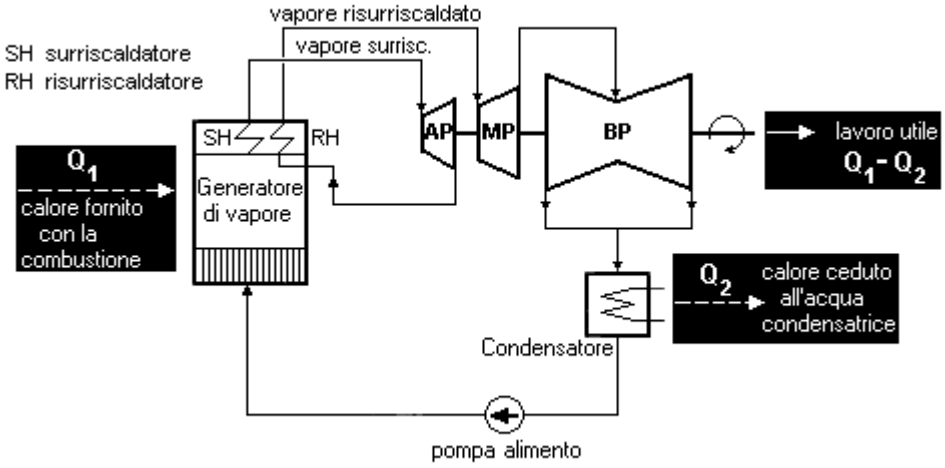
Il ciclo che rappresenta il funzionamento di questo impianto è il ciclo Rankine, che differisce dal ciclo ideale di Carnot soprattutto per il fatto che la somministrazione di calore al fluido non avviene tutta alla temperatura massima, secondo una isoterma.
Il ciclo Rankine ha ovviamente rendimento inferiore a quello di Carnot operante tra le stesse temperature estreme.



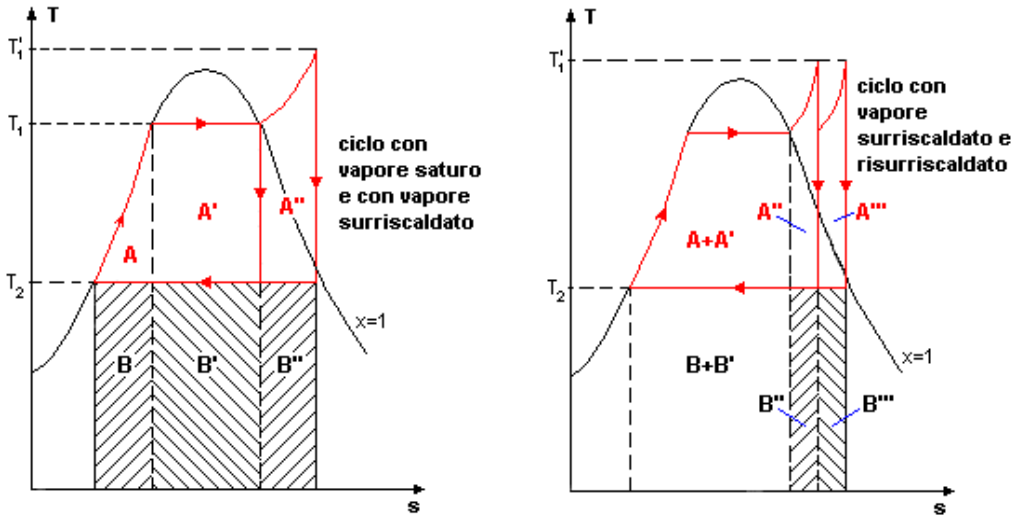
L'adiabatica AB rappresenta il pompaggio del condensato con riscaldamento dalla temperatura T_A alla temperatura T_B[7], la isobara BC corrisponde al riscaldamento dell'acqua in caldaia dalla temperatura T_B alla temperatura T_C di ebollizione, la isoterma (e isobara) CD corrisponde alla vaporizzazione dell'acqua, la isobara DF corrisponde al surriscaldamento del vapore fino alla temperatura T_F, la adiabatica FG corrisponde all'espansione del vapore in turbina, la isobara (e isoterma) GA corrisponde alla condensazione del vapore nel condensatore.

[7] Spesso, viste le piccole variazioni di temperatura e di entalpia, si pone per semplicità A≡B.

Il diagramma entropico permette una comparazione dei rendimenti dei vari cicli teorici che si possono realizzare rispettivamente con vapore saturo, con vapore surriscaldato e con vapore risurriscaldato. Quest'ultimo è il vapore surriscaldato che, dopo una prima espansione adiabatica in turbina, ritorna in caldaia (nel risurriscaldatore) per portarsi a una temperatura analoga a quella del surriscaldamento iniziale; viene poi riammesso in turbina, per espandersi definitivamente fino alla pressione del condensatore.



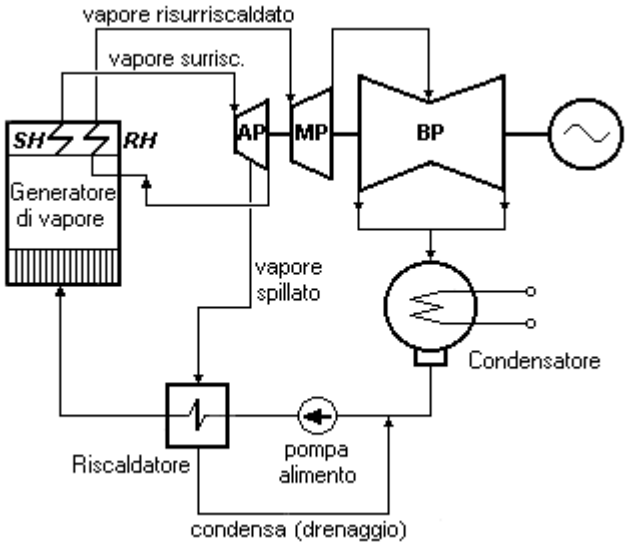
Si vede intanto che il rendimento del ciclo Rankine per il vapor saturo (ABCDEA) è minore del corrispondente ciclo di Carnot (AA'DEA) fra le stesse temperature di vaporizzazione e di condensazione. Si vede[8] inoltre che, per cicli Rankine, il rendimento del ciclo con vapore surriscaldato è superiore a quello del ciclo con vapore saturo e che il rendimento del ciclo a vapore risurriscaldato è superiore a quello del ciclo a vapore con semplice surriscaldamento perché, in entrambi i casi, si aggiunge una parte di ciclo a rendimento più elevato.



[8] Facendo riferimento ai diagrammi di figura:

- il rendimento del ciclo con vapore saturo è pari al rapporto fra l'area (A+A') e l'area (A+A'+B+B');
- il rendimento del ciclo con vapore surriscaldato è pari al rapporto fra l'area (A+A'+A'') e l'area (A+A'+A''+B+B'+B'');
- il rendimento del ciclo con vapore risurriscaldato è pari al rapporto fra l'area (A+A'+A''+A''') e l'area (A+A'+A''+A'''+B+B'+B''+B''').

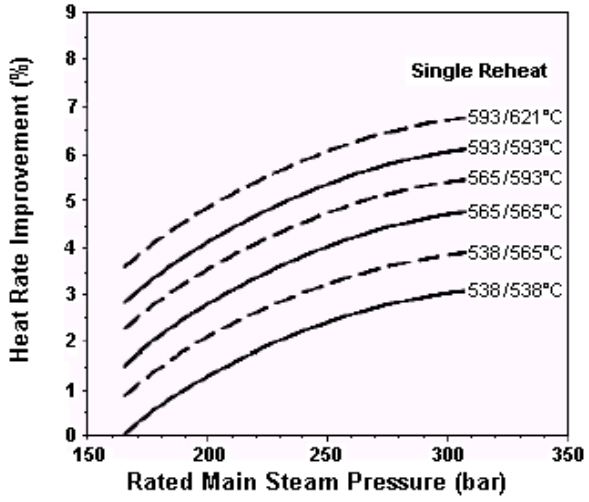
E' opportuno anche osservare che il risurriscaldamento del ciclo diventa necessario quando la pressione in caldaia supera determinati valori. Poiché il titolo del vapore a fine espansione in turbina non deve scendere al di sotto di 0,9 circa, per non avere elevata umidità allo scarico che è dannosa per le pale degli ultimi stadi, una volta fissata la pressione (e quindi la temperatura) nel condensatore risulta praticamente fissata anche l'adiabatica di espansione del vapore. Aumentando la pressione (e quindi la temperatura) in caldaia, si deve aumentare anche la temperatura massima di surriscaldamento per raggiungere l'adiabatica di lavoro: quando questa temperatura supera i limiti normalmente ammessi per i materiali dei tubi del surriscaldatore (circa 550°C) occorre ricorrere al risurriscaldamento.
Per migliorare il rendimento è necessario ovviamente scegliere elevate temperature in caldaia (e quindi elevate pressioni) ed avere basse temperature di condensazione (e quindi pressioni assolute nel condensatore inferiori alla pressione atmosferica).
Per aumentare ulteriormente il rendimento si adottano i cicli rigenerativi o a spillamento di vapore, nei quali l'acqua di alimento della caldaia viene preriscaldata mediante vapore spillato dalla turbina in più punti della fase di espansione.

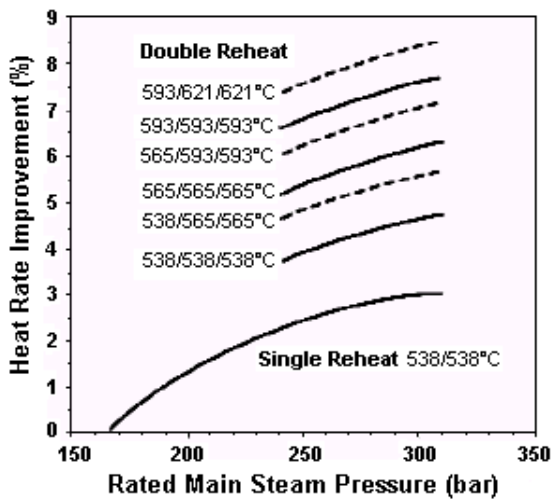


Il rendimento migliora perché le calorie contenute nel vapore spillato, che ha già compiuto lavoro in turbina, vengono utilizzate integralmente invece di essere cedute in buona parte all'acqua condensatrice nel condensatore.
Lo spillamento di vapore riduce lo scostamento del ciclo Rankine da quello ideale di Carnot; infatti il calore, fornito dall'esterno con la combustione del combustibile, è ceduto al fluido (l'acqua alimento) che è già stato preriscaldato a spese di calore prelevato all'interno del ciclo (vapore spillato). In tal modo viene evitata la parte del ciclo Rankine a minor rendimento, cioè quella del riscaldamento dell'acqua a bassa temperatura lungo la curva limite inferiore.
Effettuando i prelievi lungo i vari stadi di turbina, occorrerà, a parità di potenza generata, una maggiore portata di vapore all'ammissione e quindi una maggiore produzione di vapore da parte della caldaia. Nella turbina, la maggiore portata negli stadi ad alta pressione consentirà una minore parzializzazione e l'adozione di palette di maggiori dimensioni nelle giranti, a vantaggio del rendimento; inoltre si ridurrà la portata negli ultimi stadi dove normalmente si incontrano difficoltà nello smaltimento dei grandi volumi di vapore.
Per cercare di migliorare ulteriormente il rendimento del ciclo termico si adottano pressioni in caldaia superiori a quella critica: l'acqua alimento perviene al generatore di vapore e, attraversando

le varie superfici di scambio, al raggiungimento della temperatura critica passa dallo stato liquido direttamente allo stato di vapore surriscaldato.
Anche effettuando più risurriscaldamenti si possono ottenere miglioramenti di rendimento.
Tutto ciò comporta però l'adozione di impianti costruttivamente sempre più complessi, con maggiori costi d'investimento.

I progetti per aumentare l'efficienza del ciclo Rankine, aumentando le pressioni e le temperature del vapore, sono stati sviluppati costantemente.
Le prime unità termoelettriche, all'inizio del '900, erano costruite per pressioni e temperature del vapore all'ingresso in turbina di circa 13 bar e 250°C.
Poi, all'aumentare delle potenze, anche le pressioni e le temperature aumentarono.
Intorno al 1950 vi fu un decisivo incremento nelle taglie degli impianti e si passò dai 35 MW fino ai 150 MW. Il ciclo adottato fu quello a semplice surriscaldamento, con vapore all'ammissione turbina inizialmente a 145 bar e 538°C, poi a 165 bar e 538°C.
Negli anni '60 furono installate parecchie unità con queste caratteristiche termodinamiche (165 bar, 538°C e risurriscaldamento a 538°C) e si passò alla taglia 320 MW.
L'ENEL costruì negli anni successivi molti impianti con gruppi da 320 MW, che ancora oggi costituiscono l'ossatura del parco termoelettrico italiano.
Nel 1968 entrarono in servizio in Italia le prime due unità ipercritiche di taglia 600 MW con doppio risurriscaldamento (258 bar, 540°C/552°C/556°C), dotate di turbine cross-compound.
I grandi costruttori (General Electric e Westinghouse) negli anni '60-70 realizzarono impianti di potenza 350÷1100 MW con condizioni ipercritiche del vapore (241 bar, 538°C/565°C), sia a semplice che a doppio risurriscaldamento, con turbine cross-compound o tandem-compound.
Dal 1980, utilizzando l'esperienza maturata con le unità a semplice e a doppio risurriscaldamento, i grandi costruttori hanno sviluppato progetti con condizioni del vapore sempre più spinte (300 bar e 600°C). Questi progetti hanno trovato applicazione soprattutto in Asia e Nord Europa.
L'incremento di rendimento di questi impianti è mostrato nei due grafici seguenti e deve naturalmente essere considerato unitamente ai maggiori costi impiantistici di installazione e di manutenzione.

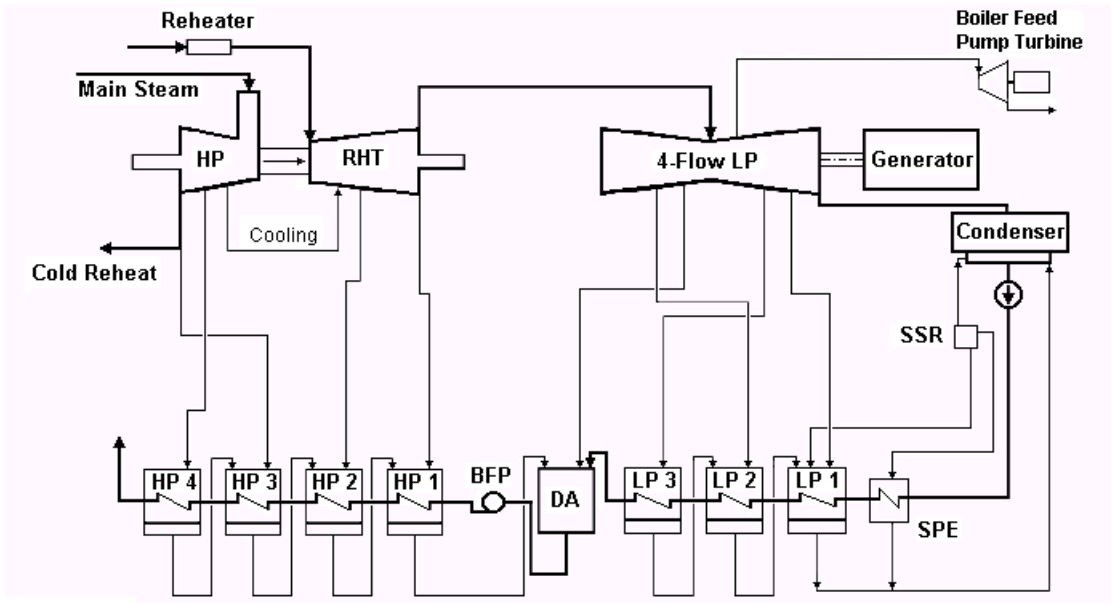




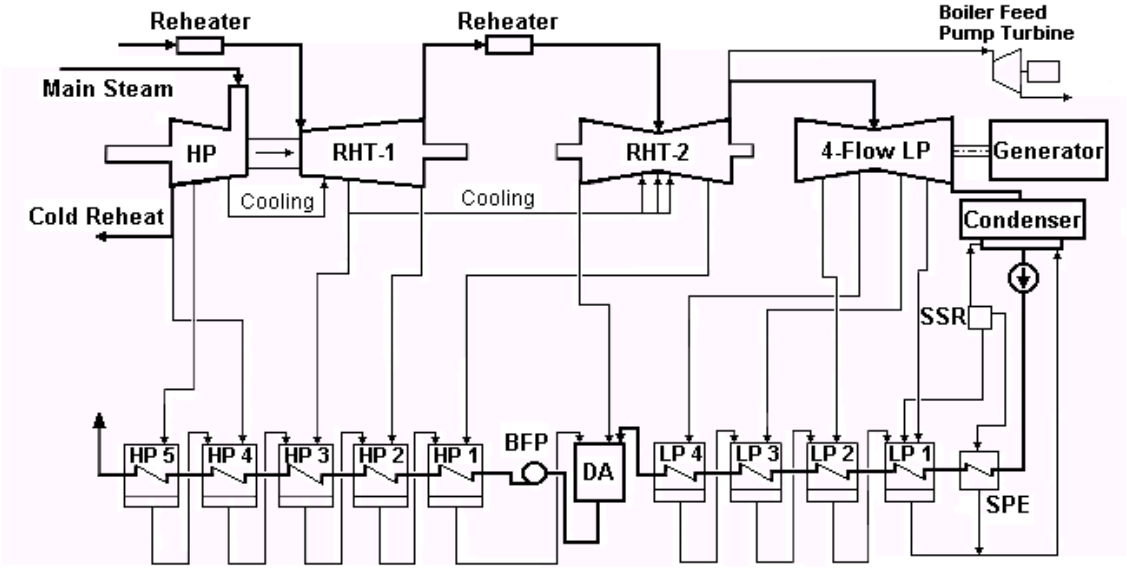
I cicli con condizioni del vapore surriscaldato e risurriscaldato superiori a 4000 psi (276 bar) e 1025°F (552°C) sono detti ultrasupercritici.
L'adozione di un doppio risurriscaldamento dà luogo ad incrementi di rendimento variabili in funzione delle condizioni del vapore.
Per massimizzare il guadagno di rendimento dei cicli ultrasupercritici, bisogna anche ottimizzare il ciclo rigenerativo con l'aggiunta di nuovi riscaldatori e la scelta di una più alta temperatura dell'acqua alimento all'ingresso dell'economizzatore.
In molti casi si inserisce un riscaldatore al di sopra del punto di risurriscaldamento. Questo riscaldatore è denominato con termine anglosassone HARP (Heater Above the Reheat Point).

Variazioni del rendimento con diverse configurazioni di riscaldatori			
Ciclo	**Numero di riscaldatori**	**HARP**	**Variazione**
Semplice risurriscaldamento (310 bar, 593°C/593°C)	7	No	Riferimento
	8	No	+0,2%
	8	Sì	+0,6%
	9	Sì	+0,7%
Doppio risurriscaldamento (310 bar, 593°C/593°C/593°C)	8	No	Riferimento
	9	No	+0,3%
	9	Sì	+0,2%
	10	Sì	+0,5%

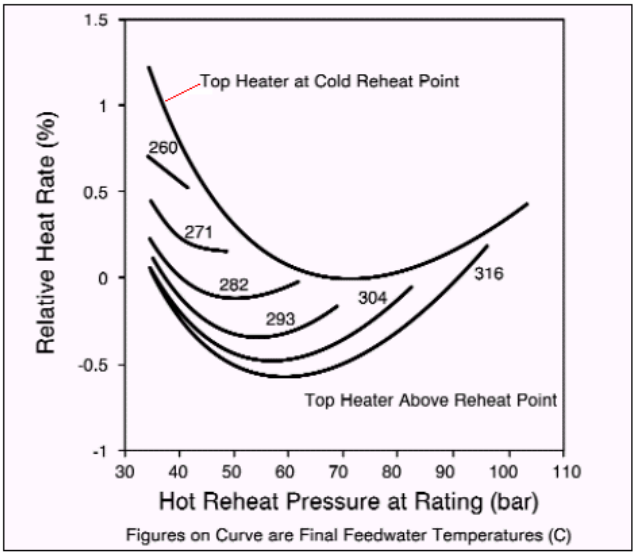
Nella figura seguente è mostrato un ciclo a semplice risurriscaldamento con 8 riscaldatori, compreso un HARP.

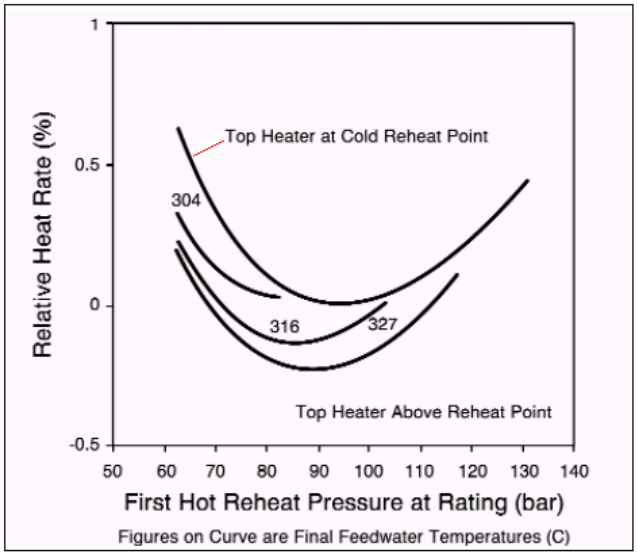


Il ciclo a doppio risurriscaldamento può essere ulteriormente migliorato inserendo un altro riscaldatore di bassa pressione e/o un altro di alta pressione.
Un tipico ciclo a doppio risurriscaldamento con dieci riscaldatori, compreso un HARP, è mostrato nella figura seguente.

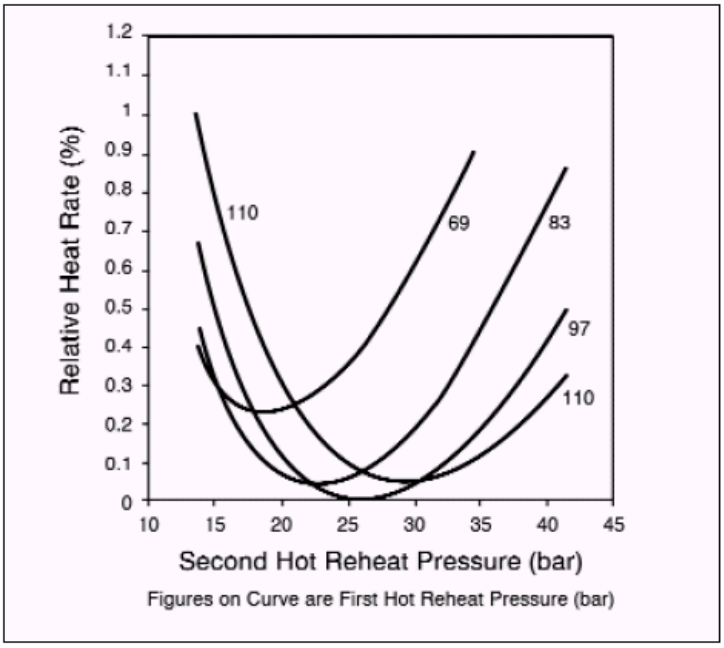


L'effetto della temperatura finale, raggiunta dall'acqua alimento all'uscita dell'ultimo riscaldatore AP, e della pressione del vapore risurriscaldato sul rendimento termodinamico di turbina nel caso di semplice e doppio risurriscaldamento è evidenziato nelle figure seguenti.
L'adozione di un riscaldatore HARP comporta un miglioramento di rendimento di circa lo 0,5% nel caso di semplice risurriscaldamento. Il miglioramento è più contenuto nel caso del doppio risurriscaldamento.

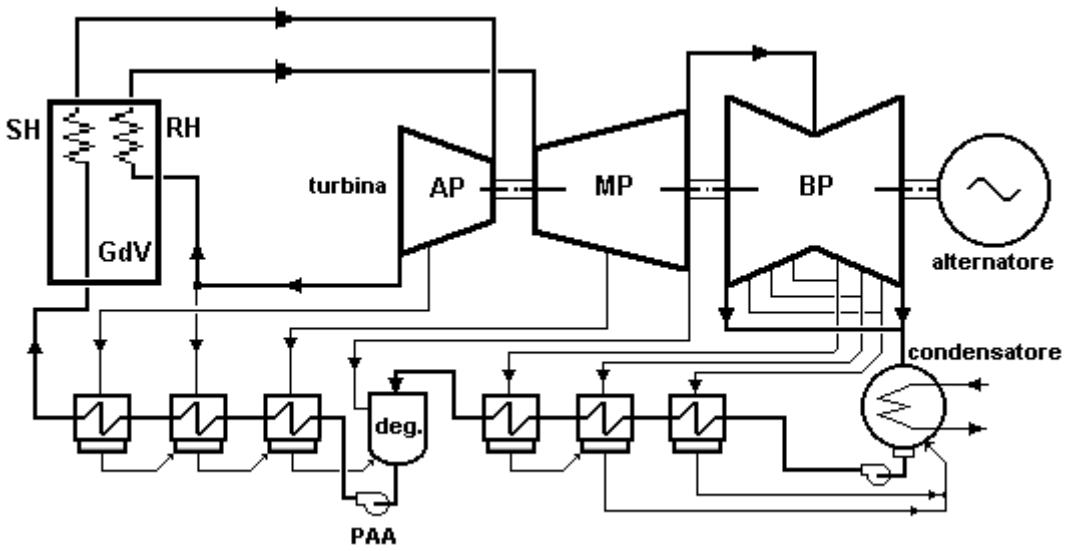



Relative Heat Rate (%)
Top Heater at Cold Reheat Point
304
316
327
Top Heater Above Reheat Point
First Hot Reheat Pressure at Rating (bar)
Figures on Curve are Final Feedwater Temperatures (C)

Molto importante ai fini del rendimento ottenibile, nel caso di doppio risurriscaldamento, è la scelta delle pressioni di risurriscaldamento.
Un esempio di ottimizzazione incrociata delle pressioni del primo e del secondo risurriscaldamento è mostrato nella figura seguente. In genere la pressione del primo risurriscaldamento viene scelta a un valore inferiore a quello ottimo termodinamico mentre quella del secondo risurriscaldamento è scelta a un valore leggermente superiore per ridurre la temperatura del vapore all'ingresso della turbina di bassa pressione.



Gli impianti termoelettrici italiani, standardizzati dall'ENEL, hanno taglie di 320 e 660 MW e sono dotati di 7 o 8 spillamenti.



I valori standard di pressione e temperatura del vapore sono quelli indicati in tabella:

Potenza	Pressione vapore SH uscita caldaia	Temperatura vapore SH	Temperatura vapore RH
320 MW	178 bar	538°C	538°C
660 MW	258 bar	538°C	538°C

L'adozione di questi valori standard, richiesti dall'ENEL ai costruttori, è stata dettata da molteplici considerazioni coinvolgenti soprattutto l'affidabilità e l'intercambiabilità dei macchinari.

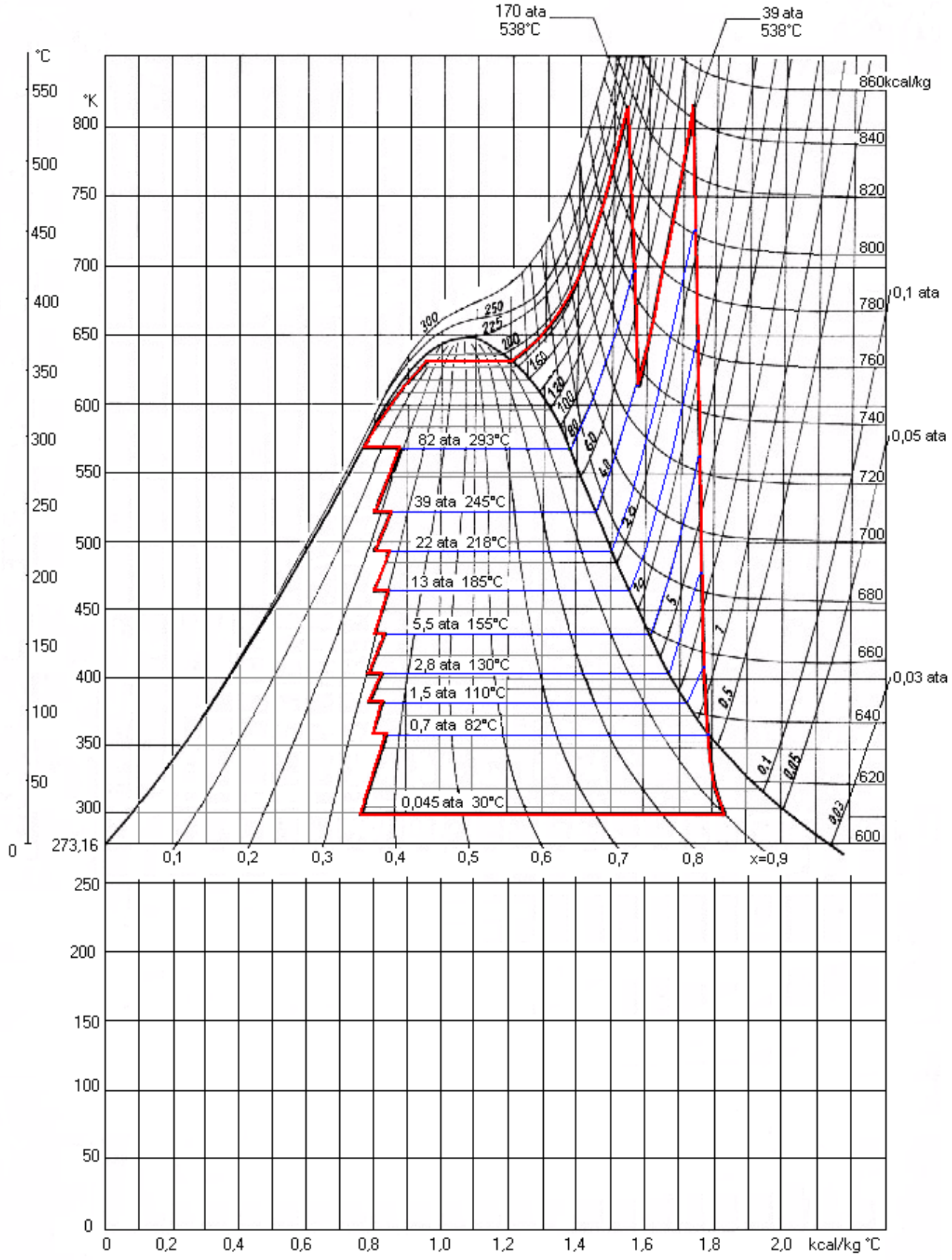


Diagramma entropico del ciclo termodinamico di un gruppo da 320 MW con 8 spillamenti

La rappresentazione del ciclo rigenerativo sul diagramma entropico conserva alle coordinate dei punti della linea di espansione il loro significato fisico, mentre ciò non è vero per i punti del preriscaldamento dell'acqua. Valgono invece le considerazioni energetiche sulle quantità di calore scambiate e sul rendimento del ciclo.
Effettuando gli spillamenti lungo i vari stadi della turbina si ha come conseguenza che, a parità di potenza generata, occorre una maggiore portata di vapore all'ammissione e quindi una produzione maggiore da parte della caldaia, il cui consumo di combustibile si è però ridotto in quanto essa viene alimentata con acqua preriscaldata.
Per quanto riguarda la turbina, gli spillamenti hanno il pregio di ridurre la portata del vapore negli ultimi stadi, nei quali si incontrano difficoltà nello smaltimento di grandi portate per motivi costruttivi (pale di considerevole lunghezza, soggette ad elevate forze centrifughe). Inoltre la maggior portata negli stadi ad alta pressione consente l'adozione di palette rotoriche di maggiori dimensioni e quindi di miglior rendimento.

In un ciclo senza risurriscaldamento il lavoro utile ottenuto da 1 kg di vapore entrante in turbina e che subisce spillamenti di quantità relativa g_i è pari a:

$$L = (h_v - h_s) - \sum_1^n g_i (h_i - h_s)$$

mentre il calore fornito sarà:

$$Q = (h_v - h_a) - \sum_1^n g_i (h_i - h_a')$$

essendo:

- h_v entalpia del vapore all'uscita della caldaia e all'ingresso in turbina
- h_s entalpia del vapore allo scarico nel condensatore
- h_i entalpia dello spillamento i-esimo
- h_a entalpia del condensato all'uscita del condensatore
- h_a' entalpia del condensato dello spillamento i-esimo
- n numero degli spillamenti

Il rendimento del ciclo vale dunque:

$$\eta = \frac{L}{Q} = \frac{(h_v - h_s) - \sum_1^n g_i (h_i - h_s)}{(h_v - h_a) - \sum_1^n g_i (h_i - h_a')} > \frac{h_v - h_s}{h_v - h_a}$$

ed è maggiore di quello dell'analogo ciclo non rigenerativo perché $h_s > h_a$'.

Le stesse considerazioni valgono anche per i cicli con risurriscaldamento.

1.4. Scelta del tipo di impianto termoelettrico

Gli impianti termoelettrici, in base al modo di trasformazione del calore in energia elettrica, si possono classificare in:

- impianti con turbine a vapore,
- impianti con motori Diesel,
- impianti con turbine a gas.

Le caratteristiche tecnico-economiche essenziali per la scelta del tipo di impianto sono:

- la potenza da installare,
- il rendimento dell'impianto,
- la produzione annua prevista,
- il costo dell'investimento,
- le spese di esercizio e di manutenzione,
- la flessibilità d'impiego dell'impianto,
- il combustibile da utilizzare.

La potenza unitaria massima raggiunge i 1.300 MW per le sezioni termoelettriche tradizionali, i 750÷900 MW per i moduli a ciclo combinato con turbine a gas, i 30÷40 MW per i gruppi Diesel.

Il rendimento globale della centrale con turbine a vapore, che adotta cicli standard (170 bar-538/538°C) con semplice risurriscaldamento e 7-8 spillamenti, raggiunge il 40%.
Il rendimento di un impianto con motori Diesel è del 40÷42%, ma è limitato a gruppi di potenza ridotta.
Una centrale equipaggiata con turbine a gas, con recupero del calore dei gas di scarico in un ciclo combinato, ha il rendimento più elevato (supera il 55% e nei cicli più moderni sfiora il 60%); inoltre essa presenta minori costi di installazione e di funzionamento.

Il costo unitario d'impianto (anno 2004), riferito a 2 unità convenzionali a vapore da 320 MW cadauna, è di circa 950 €/kW per le unità ad olio combustibile e gas naturale e di circa 1200 €/kW per le unità a carbone.
L'analogo costo di un impianto costituito da due moduli a ciclo combinato da 380 MW cadauno funzionanti a gas naturale è di circa 600 €/kW.

Le spese per il personale ammontano (anno 2004) a circa 11 €/kW per le unità ad olio e gas, 14 €/kW per le unità a carbone e 5 €/kW per i moduli a ciclo combinato.
Il costo delle risorse esterne (materiali e forniture, prestazioni di terzi, spese generali) varia mediamente da 3 a 4 €/kW a seconda del tipo di impianto.

La flessibilità di impiego di un impianto è determinata dalla sua rapidità di avviamento e dalla possibilità di compiere ampie e veloci variazioni di carico.
I tempi di avviamento da freddo per i gruppi termoelettrici a vapore sono dell'ordine di 6÷8 ore, mentre scendono a circa 1,5 ore dopo una fermata di 8 ore; il gradiente di carico è di 3÷5 MW/min in condizioni normali e di 20 MW/min per la teleregolazione (con banda di partecipazione massima di 40 MW).
I gruppi Diesel e le turbine a gas richiedono tempi di avviamento molto ridotti, dell'ordine delle decine di minuti.
I gradienti normali dei cicli combinati sono di 5÷6 MW/min e possono salire a 13 MW/min in caso di necessità.

I combustibili fossili, normalmente impiegati negli impianti termoelettrici, sono l'olio combustibile, il gasolio, il gas naturale, il carbone.
I generatori di vapore possono bruciare tutti questi tipi di combustibili.
I motori diesel impiegano il gasolio o il gas naturale.
Per le turbine a gas si utilizza generalmente il gas naturale.

I prezzi dei combustibili sono spesso soggetti a frequenti fluttuazioni sul mercato internazionale.
Nella tabella seguente sono indicati recenti prezzi medi dei combustibili[9] bruciati nelle centrali termoelettriche italiane.

	Costo dei combustibili (valori medi **2004**)				
	ATZ (S=3%)	**BTZ (**S=1%)	**STZ (**S=0,23%)	**Carbone estero**	**Gas naturale**
Costo franco centrale	125 €/t	145 €/t	200 €/t	58 €/t	205 €/10^3 Smc
Accisa sugli acquisti	15,33 €/t	15,33 €/t	15,33 €/t	0	0
Accisa sui consumi	0	0	0	2,63 €/t	0,4493 €/10^3 Smc
Poteri calorifici di riferimento	9700 kcal/kg	9800 kcal/kg	9900 kcal/kg	5000 kcal/kg	8250 kcal/Smc
Centesimi di Euro / Mcal (accise escluse)	1,29	1,48	2,02	1,16	2,48
Centesimi di Euro / Mcal (accise incluse)	**1,45**	**1,64**	**2,18**	**1,21**	**2,49**

Tutti questi elementi, ed altri ancora, devono essere valutati al fine di ottenere la massima economicità di un impianto, ricordando che il costo globale è la somma degli oneri afferenti il capitale impiegato e degli oneri relativi all'esercizio (combustibile, risorse esterne, imposte e tasse, personale). Così, se il numero delle ore annue di utilizzazione della potenza installata è elevato, sarà ridotta l'incidenza del costo d'impianto e converrà disporre di centrali con rendimento elevato o con basso costo del combustibile[10].
Per calcolare il costo di produzione dell'energia elettrica ci si può riferire alla formula:

$$c = \frac{C}{N}(i+a) + \frac{860K}{\eta} + \frac{S}{N} + \frac{nA}{PN}$$

c	costo unitario del kWh
P	potenza dell'impianto in kW
C	costo dell'impianto per kW installato
η	rendimento medio netto dell'impianto
i+a	quota percentuale per oneri finanziari e ammortamento
K	costo del combustibile per caloria prodotta
S	costi di esercizio per kW anno, escluso combustibile
N	ore di utilizzazione all'anno della potenza massima
n	numero di avviamenti all'anno
A	costo unitario degli avviamenti

[9] L'olio combustibile è distinto in ATZ, BTZ e STZ a seconda del suo tenore di zolfo.
[10] Un gruppo a carbone, avendo rilevante costo d'impianto e maggiori costi di esercizio (personale, risorse esterne, materiali), riesce a far prevalere il basso costo del combustibile solo funzionando per un numero elevato di ore annue.
Un modulo a ciclo combinato, associando a ridotti costi d'impianto e minori spese di personale un più elevato rendimento, ha un costo unitario dell'energia favorevole per utilizzazioni medio-basse, mentre per le alte utilizzazioni risente del maggior costo del combustibile.

Nel prospetto seguente è riportato un esempio di valutazione del conto economico, effettuato per diverse tipologie di impianti termoelettrici, avendo ipotizzato differenti utilizzazioni annue e una remunerazione dell'energia elettrica variabile in funzione delle ore in cui viene prodotta[11].

VALUTAZIONE DEL CONTO ECONOMICO DI UN IMPIANTO TERMOELETTRICO

(dicembre 2002)

Tipologia impianto	**CICLO COMBINATO**	**CONVENZIONALE O.C. MTZ**	**CONVENZIONALE O.C. STZ**	**CONVENZIONALE GAS NATUR.**	**CONVENZIONALE CARBONE**
Potenza MW	2×380	2×320	2×320	2×320	2×320
Funzionamento annuo ore	7000	5500	4000	5500	7500
Fattore di carico %	95	85	85	85	90
Produzione annua GWh	5054	2992	2176	2992	4320
Costo medio combustibile c€/Mcal	2,5	1,6	2,1	2,5	0,9
Consumo specifico netto kcal/kWh	1564	2251	2251	2216	2324
Prezzo medio vendita energia c€/kWh	6,71	8,26	8,78	8,26	6,71
A) RICAVI DI ESERCIZIO (10^6 €)	**339**	**247**	**191**	**247**	**290**
B) COSTI DI ESERCIZIO Totali (10^6 €)	**203,7**	**117,9**	**112,8**	**175,8**	**103,5**
• ***Combustibili***	*197,6*	*107,8*	*102,9*	*165,8*	*90,4*
• ***Risorse esterne***	*1,7*	*1,7*	*1,5*	*1,6*	*2,7*
• ***Imposte, tasse e canoni***	*0,5*	*1,1*	*1,1*	*1,1*	*1,1*
• ***Personale***	*3,9*	*7,3*	*7,3*	*7,3*	*9,3*
C) MARGINE OPERATIVO LORDO (A-B) (10^6 €)	**135,3**	**129,1**	**78,2**	**71,2**	**186,5**
D) AMMORTAMENTI E ACCANTONAMENTI (10^6 €)	**36,8**	**52**	**48**	**48**	**61,6**
Investimento impianto (10^6 €)	*460*	*650*[12]	*600*	*600*	*770*
E) RISULTATO OPERATIVO (C-D) (10^6 €)	**98,5**	**77,1**	**30,2**	**23,2**	**124,9**
F) ONERI FINANZIARI (10^6 €)	**32,2**	**45,5**	**42**	**42**	**53,9**
G) RISULTATO ANTE IMPOSTE (E-F) (10^6 €)	**66,3**	**31,6**	**-11,8**	**-18,8**	**71**

Ammortamenti = 8% del costo impianto
Oneri finanziari = 7% dell'investimento

[11] Oltre alla remunerazione variabile in funzione della richiesta, devono essere tenute in conto anche altre voci di prezzo dell'energia elettrica attribuite agli impianti di produzione per i cosiddetti servizi ancillari:

- servizio di riserva secondaria (consiste nel rendere disponibile una banda di capacità di produzione di energia elettrica di un gruppo di generazione asservita ad un dispositivo automatico di regolazione in grado di modulare la potenza erogata dal medesimo gruppo sulla base di un segnale di livello elaborato e inviato dal Gestore della Rete);
- servizio di riserva terziaria (consiste nella garanzia della disponibilità a modificare, per la quota di capacità per la quale il servizio è prestato, i programmi vincolanti di immissione a seguito di un ordine di dispacciamento del Gestore della Rete "a salire" o "a scendere" entro 5 minuti, entro 15 minuti, entro 60 minuti);
- servizio di bilanciamento (consiste nella disponibilità a modificare i programmi vincolanti di immissione "a salire" o "a scendere" a seguito di un ordine di dispacciamento del Gestore della Rete).

[12] Comprensivo dell'impianto di desolforazione dei fumi

Nelle tabelle seguenti sono riportati i dati principali relativi agli impianti termoelettrici italiani.

Potenza nominale ed efficiente degli impianti termoelettrici italiani al 31 dicembre 2003

	Centrali	**Sezioni**	**Potenza nominale(**)**		**Potenza efficiente(***)**	
			Motori primi	**Generatori**	**lorda**	**netta**
	n.	**n.**	**MW**	**MVA**	**MW**	**MW**
Produttori	524	1115	55.746,3	66.156,8	54.387,5	52.168,3
di cui: geotermoelettrici	*34*	*37*	*862,0*	*1.008,8*	*707,0*	*665,5*
Autoproduttori(*)	451	822	4.861,4	6.139,8	4.734,4	4.543,9
totale	**975**	**1923**	**60.607,7**	**72.296,6**	**59.121,9**	**56.712,2**

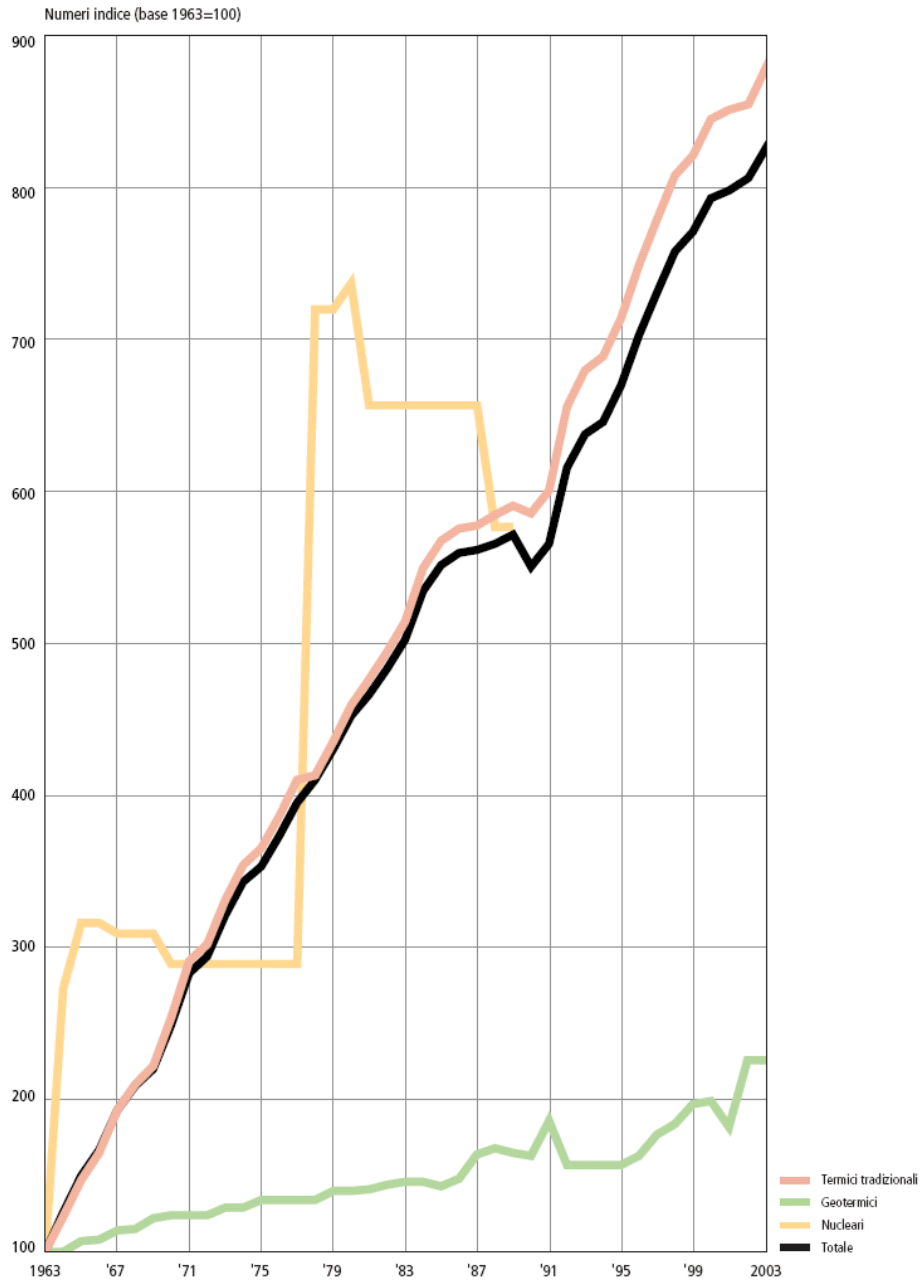
(*) Autoproduttore è la persona fisica o giuridica che produce energia elettrica e la utilizza in misura non inferiore al 70% annuo per uso proprio ovvero per uso delle società controllate.
(**) La **potenza nominale** dei motori primi o dei generatori elettrici di una sezione, di una centrale o di un insieme di centrali è la somma delle potenze massime in regime continuo, secondo le norme ammesse, di ciascuna delle macchine considerate di uguale categoria.
La potenza nominale è una potenza lorda.
(***) La **potenza efficiente** di una sezione, di una centrale o di un insieme di centrali è la massima potenza elettrica possibile per una durata di funzionamento sufficientemente lunga per la produzione esclusiva di potenza attiva, supponendo tutte le parti degli impianti interamente in efficienza e una disponibilità ottimale di combustibile e di acqua di raffreddamento.
La potenza efficiente è lorda o netta se misurata rispettivamente ai morsetti dei generatori elettrici degli impianti o all'uscita degli impianti stessi.

Potenza nominale ed efficiente degli impianti termoelettrici italiani al 31 dicembre 2003

secondo il tipo di impianto

	Sezioni	Potenza nominale		Potenza efficiente	
		Motori primi	Generatori	lorda	netta
	n.	MW	MVA	MW	MW
A) Impianti con sola produzione di energia elettrica:					
a combustione interna	546	483,7	599,1	467,8	453,3
a turbine a gas	65	4.316,7	5.123,9	4.274,2	4.236,0
a vapore a condensazione	196	34.553,7	40.233,2	34.417,5	32.572,7
a ciclo combinato	18	6.720,4	8.442,9	5.955,0	5.841,2
turboespansori	22	99,6	123,2	96,1	93,5
altri	7	95,6	117,5	95,1	92,5
Totale A	**854**	**46.269,7**	**54.639,9**	**45.305,8**	**43.289,2**
B) Impianti con produzione combinata di energia elettrica e calore:					
a combustione interna	400	522,4	646,0	511,0	501,6
a turbine a gas	148	889,1	1.113,5	877,9	864,9
a ciclo combinato	96	7.541,3	9.163,7	7.313,7	7.210,1
a vapore a contropressione	280	2.027,9	2.564,2	1.958,8	1.858,2
a vapore a condensaz. e spillam.	108	2.495,4	3.160,6	2.447,7	2.322,7
Totale B	**1.032**	**13.476,0**	**16.648,0**	**13.109,1**	**12.757,5**
Totale impianti A + B	**1.886**	**59.745,7**	**71.287,9**	**58.414,9**	**56.046,7**
Impianti geotermoelettrici	**37**	**862,0**	**1.008,8**	**707,0**	**665,5**
Impianti non altrove classificati	**7**	**95,6**	**117,5**	**95,1**	**92,5**
Totale generale	**1.923**	**60.607,7**	**72.296,6**	**59.121,9**	**56.712,2**

Potenza efficiente lorda degli impianti termoelettrici in Italia dal 1963 al 2003



2. Centrali termoelettriche a vapore

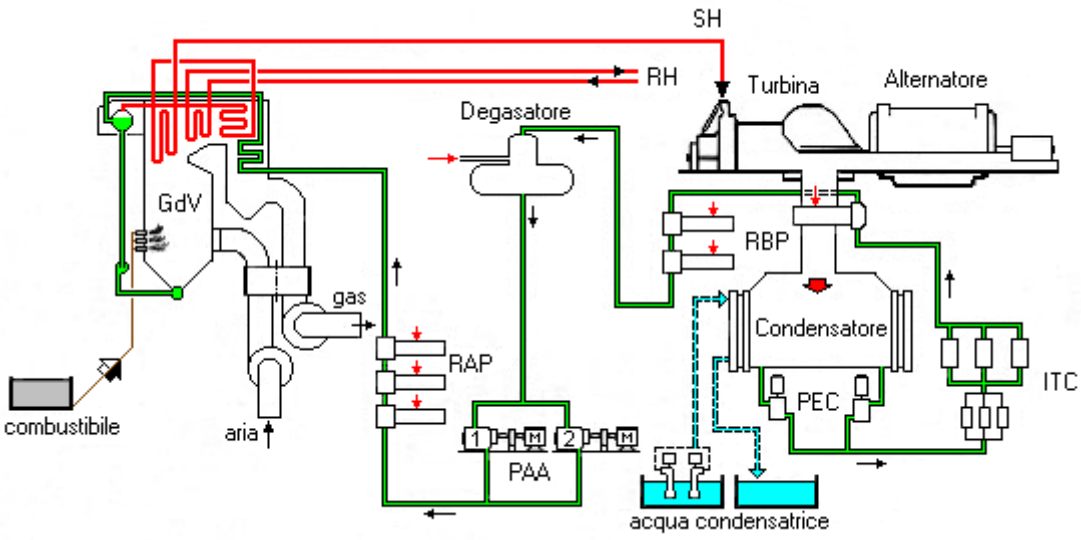
2.1. Schemi tipici di centrale

2.1.1. Circuiti principali

I circuiti (o cicli) principali di un gruppo termoelettrico sono i seguenti:

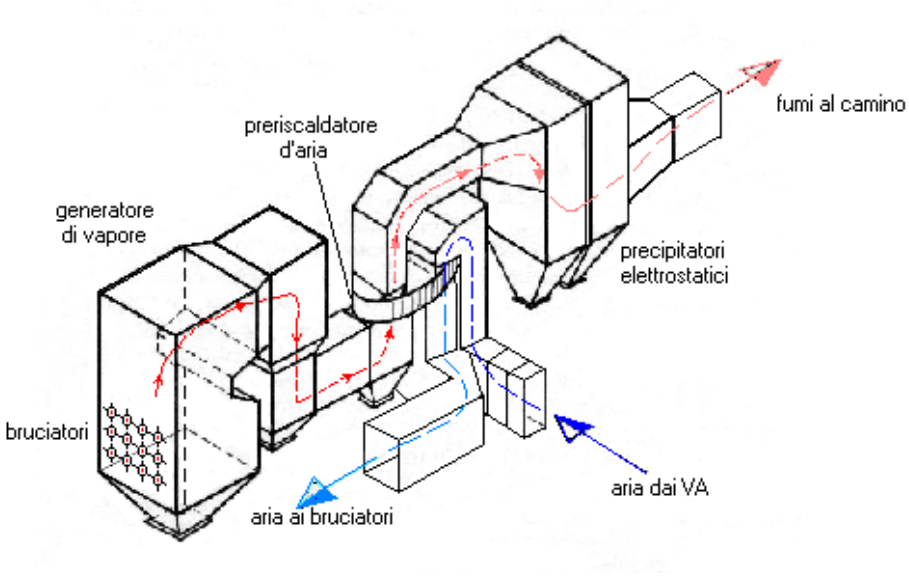
- circuito condensato-alimento,
- circuito acqua-vapore in caldaia,
- circuito aria-gas,
- circuito acqua condensatrice,
- ciclo del combustibile.

Nel *circuito condensato-alimento* l'acqua viene estratta dal pozzo caldo del condensatore per mezzo delle pompe di estrazione del condensato e, dopo aver attraversato l'impianto di trattamento, incrementa la propria temperatura nei riscaldatori di bassa pressione.
Perviene al degasatore e da qui, ripresa dalle pompe alimento, attraversa i riscaldatori di alta pressione ed entra nel generatore di vapore.



Nel *circuito acqua-vapore* di caldaia l'acqua alimento attraversa prima l'economizzatore, indi il vaporizzatore e poi i surriscaldatori.
Il vapore surriscaldato, in uscita dal generatore di vapore, viene introdotto in turbina nel corpo di alta pressione da cui, dopo una prima espansione, torna in caldaia nel risurriscaldatore.
Il vapore risurriscaldato ritorna in turbina per espandersi nei restanti corpi di media e di bassa pressione. Viene infine scaricato nel condensatore, dove condensa scambiando calore con l'acqua condensatrice e accumulandosi nel pozzo caldo.

Un altro circuito fondamentale è il *circuito aria-gas*.
Esso comprende i ventilatori aria, i condotti e le casse aria dei bruciatori, la camera di combustione della caldaia, i condotti dei gas, i preriscaldatori d'aria, i precipitatori elettrostatici, la ciminiera.



Il *circuito dell'acqua condensatrice*, a ciclo aperto con acqua di fiume o di mare, comprende l'opera di presa con le griglie fisse e rotanti, le pompe acqua condensatrice, le tubazioni fino all'ingresso del condensatore, le tubazioni dall'uscita del condensatore fino all'opera di scarico.
Nel caso di ciclo chiuso, quando non siano disponibili sufficienti quantità d'acqua, si adottano torri di raffreddamento che provvedono al trasferimento all'aria del calore scambiato nel condensatore.

Il *ciclo del combustibile* fa capo al parco combustibili, che è costituito dall'insieme di tutte le apparecchiature destinate al ricevimento, al trattamento e all'immagazzinamento dei combustibili impiegati (solidi, liquidi, gassosi). Vi sono poi le apparecchiature di invio dei combustibili ai bruciatori di caldaia.

2.1.2. Rendimenti

Il rendimento effettivo totale di un impianto con turbina a vapore, ossia il rapporto fra l'equivalente termico dell'energia elettrica ricavata ai morsetti dell'alternatore e il calore sviluppato dalla combustione in caldaia, è inferiore al rendimento teorico del ciclo termico impiegato per la presenza di numerose perdite di energia nei vari elementi costitutivi dell'impianto.
Vi sono perdite che influiscono sul ciclo termodinamico, allontanandolo da quello teorico e diminuendone il rendimento. Così, per esempio, l'espansione del vapore in turbina non è perfettamente adiabatica a causa degli attriti e delle dispersioni di calore; il calore ottenuto dal combustibile bruciato in caldaia non è tutto trasferito all'acqua e al vapore ma in parte viene disperso nell'atmosfera con i fumi che escono dalla ciminiera. Vi sono poi perdite di calore verso l'esterno attraverso le pareti della caldaia e dei condotti gas, perdite di calore nei circuiti acqua-vapore per spurghi e sfiati, perdite meccaniche ed elettriche delle macchine.
Si cerca di ridurre tali perdite migliorando le coibentazioni, ottimizzando la combustione con la riduzione dell'eccesso d'aria e degli incombusti, abbassando la temperatura dei gas inviati alla ciminiera, preriscaldando l'acqua di alimento e l'aria comburente.

Se si esprimono tutte le perdite rapportate al calore posseduto dal combustibile bruciato in caldaia per ottenere un kWh ai morsetti dell'alternatore, le perdite totali relative $\Delta\lambda$ sono la somma di tutte le perdite parziali. Il rendimento totale dell'impianto sarà perciò:

$$\eta = 1-\Delta\lambda = 1-(\Delta\lambda_c+\Delta\lambda_e+\Delta\lambda_i+\Delta\lambda_t+\Delta\lambda_a+\Delta\lambda_u)$$

$\Delta\lambda_c$ = perdite in caldaia
$\Delta\lambda_e$ = perdite nelle tubazioni
$\Delta\lambda_i$ = perdite al condensatore
$\Delta\lambda_t$ = perdite nella turbina
$\Delta\lambda_a$ = perdite nell'alternatore
$\Delta\lambda_u$ = energia assorbita dai servizi ausiliari

Se si indicano con η_c, η_e, η_i, η_t, η_a, η_u i rendimenti delle singole parti d'impianto sopra ricordate, dalla definizione di rendimento di ogni elemento (rapporto fra potenza resa e potenza assorbita) si può scrivere:

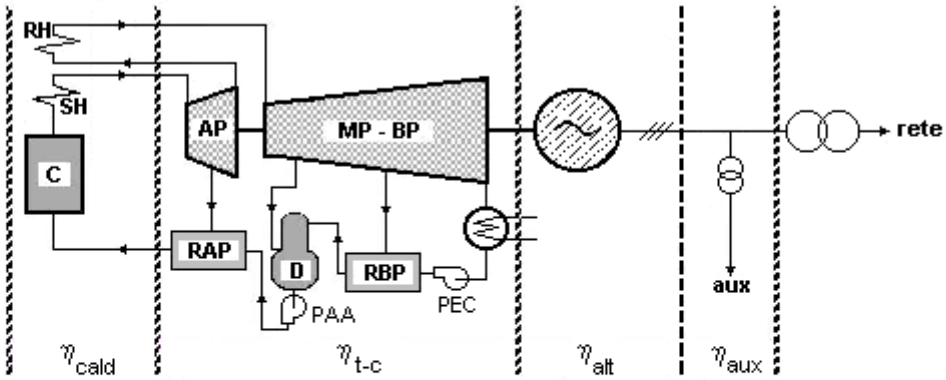
$$\eta = 1-\Delta\lambda = \eta_c\cdot\eta_e\cdot\eta_i\cdot\eta_t\cdot\eta_a\cdot\eta_u$$

Nella pratica, invece del rendimento, si usa il consumo specifico[13], ovvero le calorie spese per produrre un kWh ai morsetti del generatore:

$$c.s. = \frac{860}{\eta}\frac{kcal}{kWh}$$

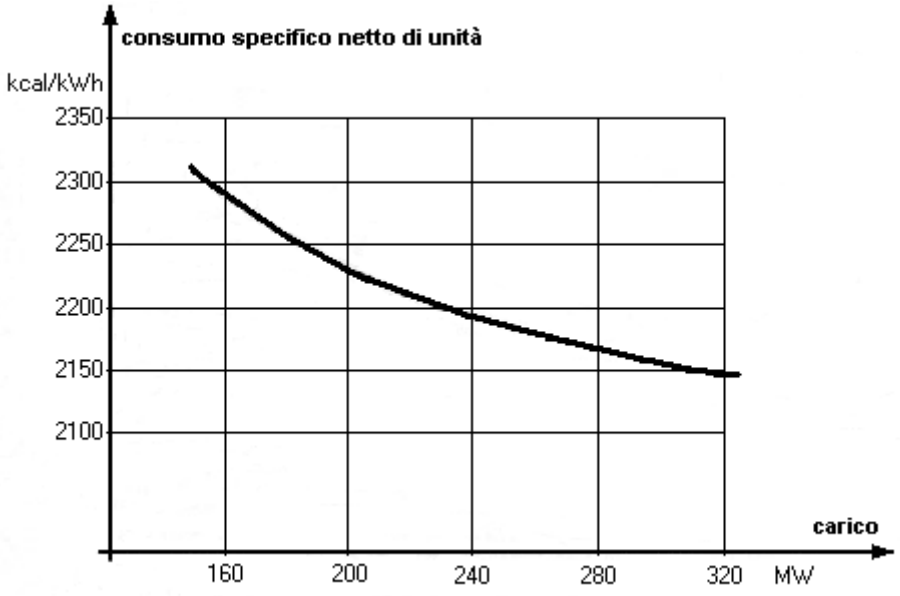
[13] **Consumo specifico lordo** è il quoziente tra il consumo di calore e l'energia elettrica prodotta durante l'intervallo di tempo considerato, misurata ai morsetti dell'alternatore.
Consumo specifico netto è il quoziente tra il consumo di calore e l'energia elettrica prodotta durante l'intervallo di tempo considerato, misurata al punto di uscita verso la rete, escludendo quindi l'energia elettrica assorbita dai servizi ausiliari di centrale e le perdite nei trasformatori di centrale.

Il valore globale del rendimento netto di una sezione termoelettrica tradizionale da 320 MW al massimo carico si aggira intorno al 40%, con un consumo specifico netto di circa 2150 kcal/kWh.

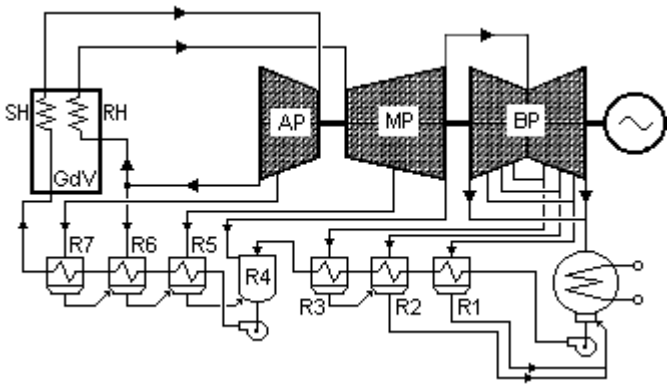


Rendimento	*Caldaia*	*Turbina-ciclo termodinam.*	*Alternatore*	*Aux.*	Potenza netta alla rete
parziale	94%	45,4%	98,5%	95%	
progressivo	94%	42,7%	42,1%	40%	
Potenze entranti	768 MW	722 MW	325 MW	320 MW	304 MW

Il rendimento diminuisce al diminuire del carico, poiché si modifica il ciclo termico per la diminuzione delle temperature e delle pressioni rispetto ai valori nominali.



Bilancio termico progettuale di una unità termelettrica tradizionale da 320 MW

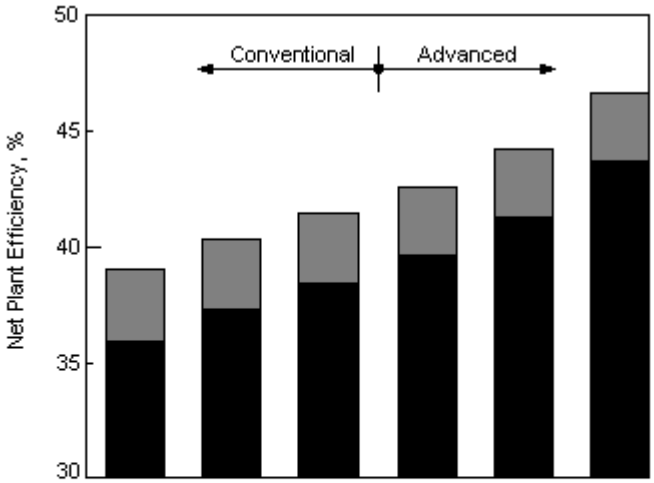


	Pressione [ata]	Temperatura [°C]	Entalpia [kcal/kg]	Portata [kg/h]
Vapore SH ammissione turbina	170	538	811,8	1.023.300
Vapore 1° spillamento ingresso R7	75,9		768	106.965
Vapore scarico turbina AP (RH freddo)	37,7			
Vapore 2° spillamento ingresso R6	36,6		725,6	80.905
Vapore ingresso turbina MP (RH caldo)	34	538	844,5	788.785
Vapore 3° spillamento ingresso R5	16,4		794,4	48.660
Vapore scarico turbina MP	7,2			
Vapore 4° spillamento ingresso degasatore	7,0		740,4	48.670
Vapore alla turbina BP			741,6	736.495
Vapore 5° spillamento ingresso R3	2,5		690,7	45.255
Vapore 6° spillamento ingresso R2	0,73		639,5	28.490
Vapore 7° spillamento ingresso R1	0,29		607,5	44.165
Vapore scaricato al condensatore	0,05	32,5	566,1	619.355
Condensato ingresso R1 (BP)		33,1	33,1	
Condensato uscita R1 – ingresso R2 (BP)		65,4	65,4	
Condensato uscita R2 – ingresso R3 (BP)		88,8	88,8	
Condensato uscita R3 – ingresso R4 (degasatore)		125,1	125,4	738.100
Alimento ingresso R5 (AP)		166,5	170,7	
Alimento uscita R5 – ingresso R6 (AP)		201,5	207,1	
Alimento uscita R6 – ingresso R7 (AP)		244	252,8	
Alimento uscita R7 – ingresso economizzatore		290	306,1	
Drenaggio R7		249	258,1	106.965
Drenaggio R6		206,5	210,5	187.870
Drenaggio R5		171,5	173,2	236.530
Drenaggio R3		93,8	93,8	45.255
Drenaggio R2		70,4	70,4	73.745
Drenaggio R1		64,7	64,7	44.165

Il consumo specifico di turbina e ciclo, utilizzando i dati di progetto, risulta:

$$c.s. = \frac{1.023.300 \cdot (811{,}8 - 306{,}1) + 788.785 \cdot (844{,}5 - 725{,}6)}{321.095} = 1.903{,}70 \frac{kcal}{kWh}$$

Per ottenere migliori prestazioni d'impianto è necessario aumentare in modo significativo le pressioni e le temperature del vapore surriscaldato e risurriscaldato.
La figura seguente mette a confronto i rendimenti netti ottenibili da un impianto convenzionale (166 bar/538°C/538°C) e da diversi assetti di condizioni avanzate.



Pressure, psi	2400	3500	3500	4500	4500	6000
SH Temp. °F	1000	1000	1000	1000	1100	1200
RH Temp. °F	1000	1000	1025	1025	1050	1100
2RH Temp. °F	—	—	1050	1050	1050	1100
Pressure, bar	166	241	241	310	310	414
SH Temp. °C	538	538	538	538	593	649
RH Temp. °C	538	538	552	552	566	593
2RH Temp. °C	—	—	566	566	566	593

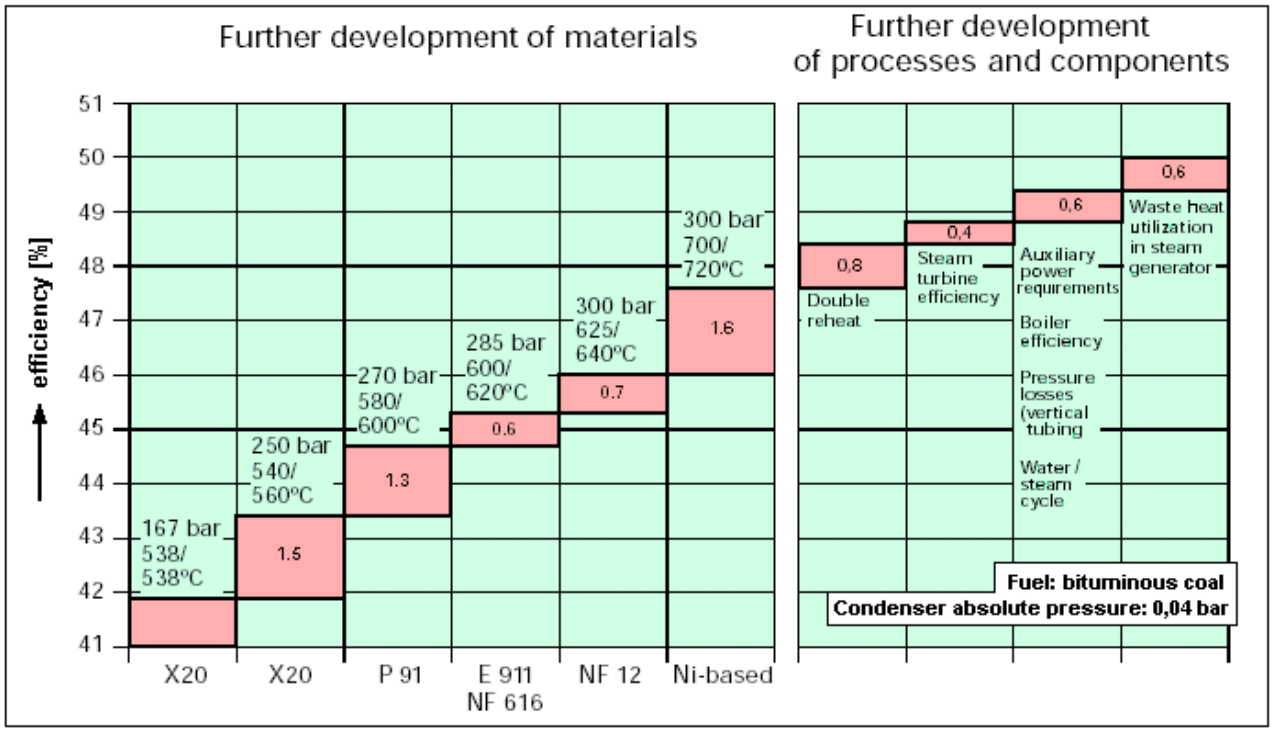
I cicli a 166 bar/538°C/538°C (pressione subcritica con semplice risurriscaldamento) e a 241 bar/538°C/538°C (pressione supercritica con semplice risurriscaldamento) sono da tempo molto diffusi e caratterizzati da ampia disponibilità ed affidabilità.
Il progetto del ciclo ipercritico a doppio risurriscaldamento (310 bar/538°C/552°C/566°C) può essere realizzato se il maggior impegno economico viene compensato dall'aumento dell'efficienza.
Le altre condizioni impiantistiche più avanzate, a pressioni e temperature molto elevate, sono applicabili anche se richiedono ancora ricerche e prove a lunga durata prima di essere considerate a pieno diritto commerciali.
I cicli operanti a pressioni superiori a 4000 psi (276 bar) e a temperature maggiori di 1025°F (552°C) sono detti *ultrasupercritici (USC)*.
Le unità ultrasupercritiche sono in genere dotate di caldaie ad attraversamento forzato e prevedono il doppio risurriscaldamento.
I maggiori rendimenti, pari a circa il 47%, sono raggiunti con condizioni del vapore all'ammissione di 6000 psi (414 bar) e 1200°F (649°C).
Le tecnologie utilizzate per questi cicli USC prevedono:

- progetto avanzato del sistema di combustione e della camera di combustione,
- funzionamento a pressione variabile per ottimizzare l'efficienza termica ai bassi carichi,
- circuiti particolari per equilibrare le portate nei tubi del vaporizzatore,
- adozione di materiali speciali in caldaia e in turbina,
- recupero del calore anche a basso contenuto entalpico,
- riduzione accentuata delle emissioni.

L'evoluzione in corso verso cicli operanti a temperature e pressioni sempre più elevate ha come principale barriera tecnologica la disponibilità di nuovi materiali.
La tecnologia per la produzione di energia elettrica mediante cicli a vapore è rimasta praticamente bloccata per molti anni al limite tradizionale dei 1000°F (538°C) di temperatura del vapore surriscaldato e risurriscaldato, principalmente per i limiti imposti dall'utilizzo di acciai ferritici basso-legati.
Gli obiettivi dello sviluppo dei materiali, impiegati nei componenti più sollecitati delle centrali termoelettriche, sono una più elevata resistenza a creep a lungo termine accoppiata a una sufficiente resistenza all'ossidazione, un'elevata tenacità e resistenza all'infragilimento, una buona lavorabilità per la realizzazione di componenti di grandi dimensioni (rotori, casse turbina, tubazioni e collettori del vapore).
Gli sviluppi in corso riguardano essenzialmente tre classi di acciai:

- gli acciai ferritici, in grado di operare fino a 620-630°C,
- gli acciai austenitici, per componenti esercìti tra 650 e 670°C,
- le leghe di nichel, per impieghi oltre 700°C.

L'incremento delle prestazioni è naturalmente legato all'aumento dei costi.



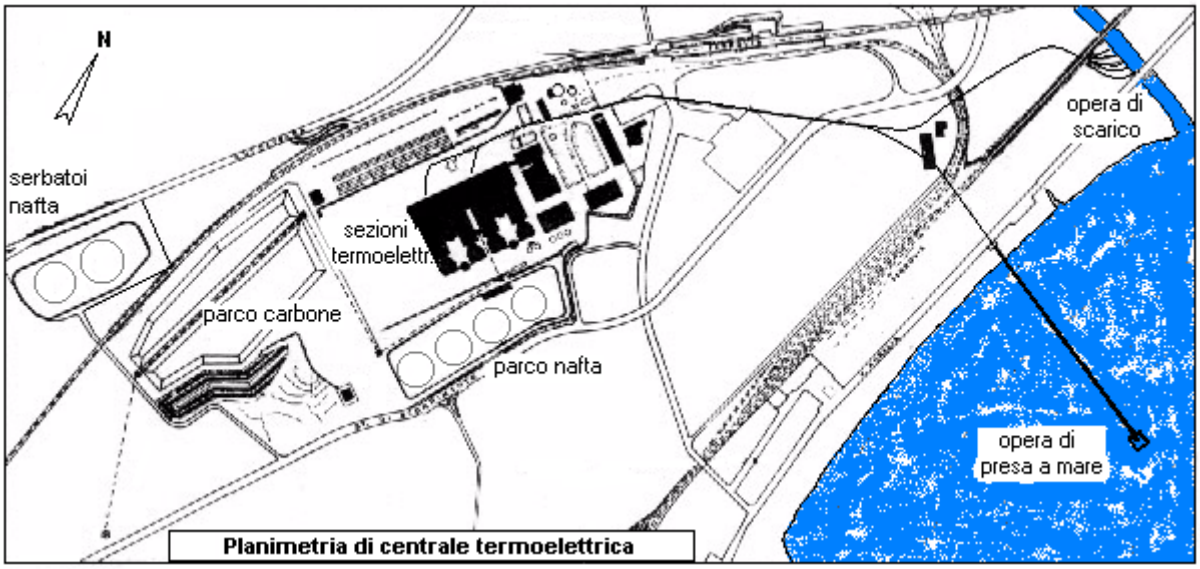
Ulteriori aumenti di efficienza possono essere ottenuti tramite interventi mirati al contenimento delle perdite di caldaia e di turbina, alla riduzione del consumo dei sevizi ausiliari, al recupero del calore scaricato all'ambiente.

2.1.3. Sistemazioni impiantistiche

Le principali parti costituenti un impianto termoelettrico a vapore di tipo tradizionale sono le seguenti:

- generatore di vapore,
- macchinario termico ed elettrico,
- condensatore e relative opere idrauliche,
- parco combustibili,
- impianto di demineralizzazione,
- impianto di trattamento delle acque reflue,
- impianto di abbattimento delle emissioni inquinanti,
- stazione elettrica,
- quadri di comando, controllo, regolazione,
- servizi generali (uffici, officine, magazzini, ..).

La disposizione generale delle varie parti dell'impianto è studiata in modo da tener conto della loro specifica funzione e della posizione prefissata di alcune opere (presa e restituzione dell'acqua condensatrice, pontile per lo scarico del combustibile trasportato per via d'acqua, raccordi stradali e ferroviari, stazione elettrica collegata alle linee ad alta tensione) e per rendere più brevi i necessari collegamenti (tubazioni per l'acqua, il vapore e i combustibili liquidi o gassosi; nastri trasportatori per i combustibili solidi; sbarre e cavi per i collegamenti elettrici).
D'altra parte l'area dell'impianto deve essere percorsa da un ampio e razionale sistema di strade e piazzali per rendere agevole l'accesso a tutte le installazioni.
Inoltre è opportuno, per ragioni di sicurezza, che il parco combustibili sia un po' discosto dalla caldaia e dalla sala macchine.

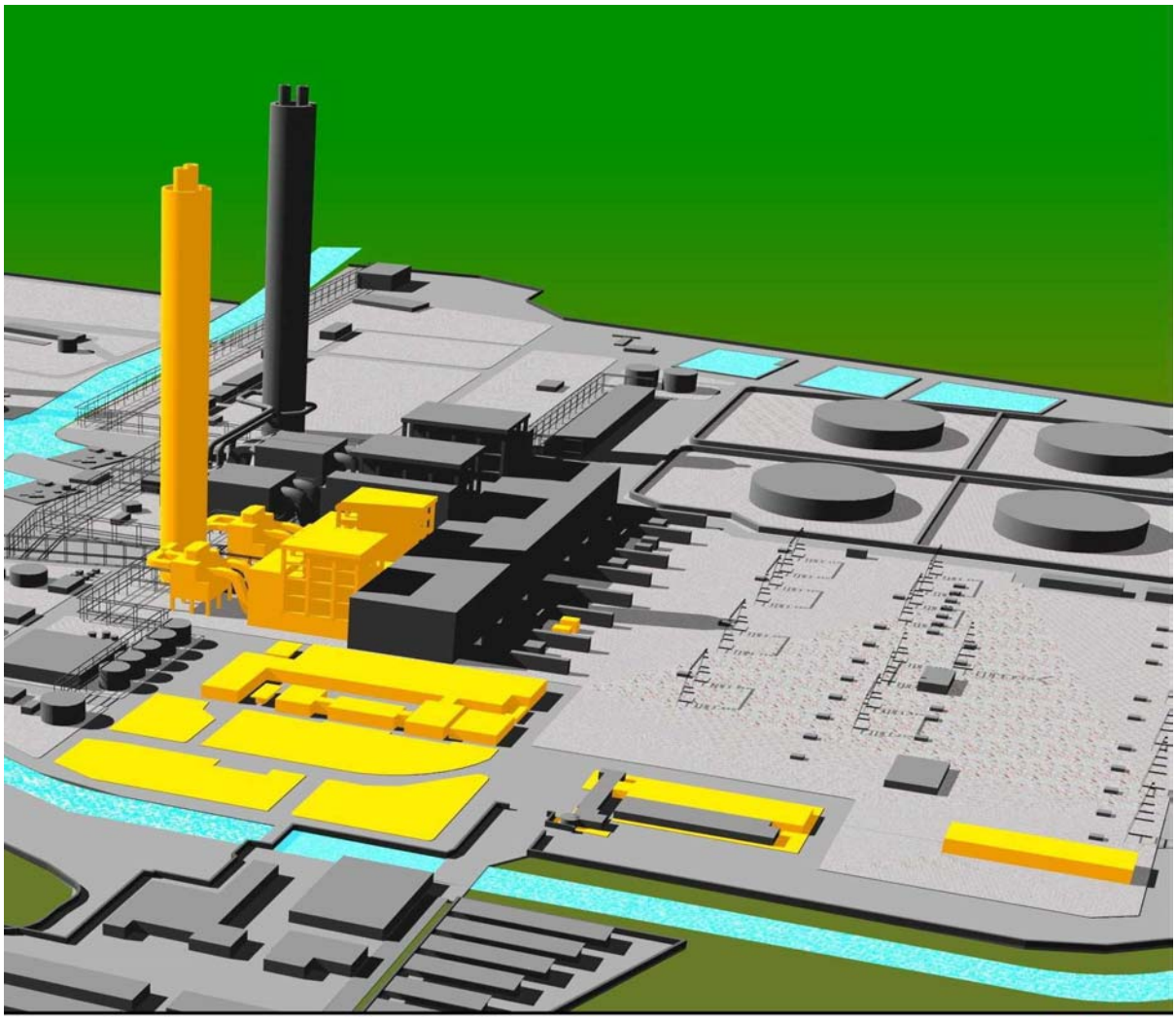


Planimetria di centrale termoelettrica

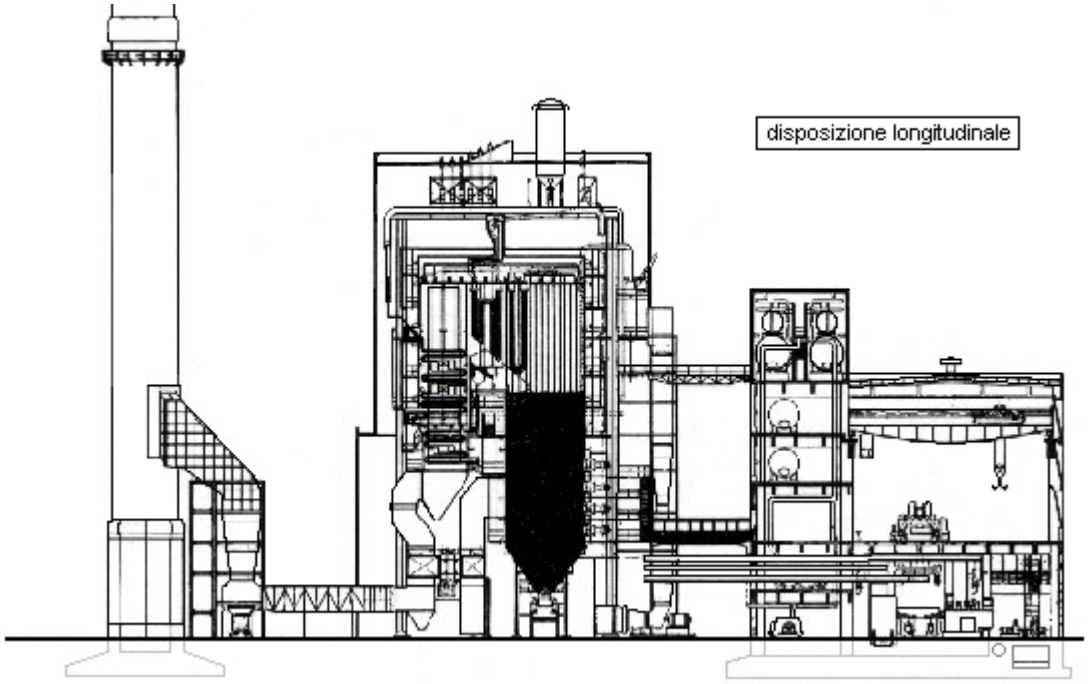
Dal punto di vista costruttivo, sono stati messi a punto dall'ENEL progetti unificati e per i gruppi da 320 MW e 660 MW sono stati adottati gli stessi criteri di base e precisamente:

- sala manovra comune a due gruppi,
- concentrazione della massima parte degli ausiliari del ciclo intorno alla turbina,
- schema monoblocco.

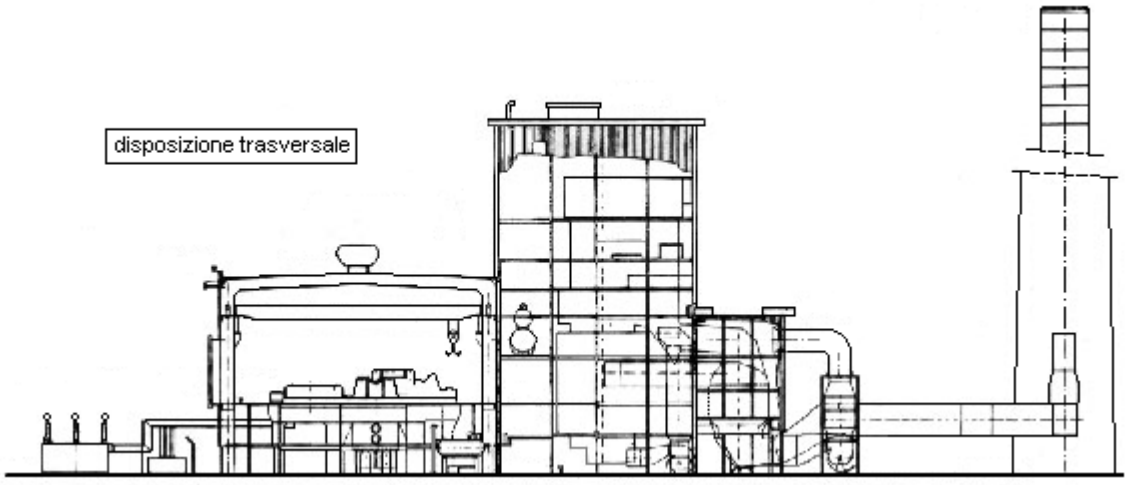
Lo schema monoblocco (ogni gruppo turbina-alternatore è associato ad una sola caldaia e i relativi ausiliari elettrici sono alimentati da un trasformatore derivato dal montante dell'alternatore) prevede una maggiore semplicità d'impianto, una riduzione del costo della centrale e nessuna interferenza tra i vari gruppi.



La sistemazione dei gruppi può essere longitudinale o trasversale.
Nella sistemazione longitudinale viene limitata la larghezza della sala macchine, con conseguente alleggerimento delle strutture di copertura del fabbricato; per contro viene aumentata notevolmente la lunghezza della sala stessa.



La disposizione trasversale risponde meglio alla simmetria generale dell'unità e dei suoi ausiliari e richiede un percorso minore delle tubazioni di collegamento tra la caldaia e la turbina.



Nel caso in cui la centrale termoelettrica sia destinata ad alimentare un determinato carico a sé stante (stabilimento, complesso industriale concentrato, ecc.) fornendo eventualmente anche il vapore necessario, l'ubicazione dell'impianto è strettamente vincolata a quella del centro industriale alimentato, del quale è parte integrante.
La scelta del sito per le centrali destinate ad alimentare reti di distribuzione di energia elettrica va effettuata in modo da rendere minimo lo sviluppo delle linee di trasporto e le perdite di energia; inoltre si cerca di realizzare la massima economia nel trasporto dei combustibili ed il facile approvvigionamento della quantità d'acqua necessaria per la condensazione del vapore (100÷150 m^3/h di acqua condensatrice per ogni MW di potenza installata).
Qualora la centrale debba essere costruita lontana da sufficienti disponibilità d'acqua, l'acqua condensatrice viene raffreddata in ciclo chiuso in apposite torri di raffreddamento che, per grandi impianti, assumono dimensioni considerevoli. In tal caso però l'acqua condensatrice ha una temperatura più alta di quella corrispondente all'acqua di mare o di fiume e quindi la pressione assoluta nel condensatore è superiore e il rendimento del ciclo ne risulta peggiorato.
E' preferibile quindi che le centrali termoelettriche siano ubicate in riva al mare o a fiumi o canali di portata adeguata.

Inoltre, a parità di altre condizioni, l'ubicazione della centrale è determinata dal confronto fra il costo di trasporto del combustibile e il costo di trasporto dell'energia elettrica.
Per le linee di trasporto dell'energia elettrica il costo O_t è composto dagli oneri afferenti l'immobilizzo di capitale (i+a)C e dai costi di esercizio, fra i quali prevalgono nettamente gli oneri dovuti alle perdite elettriche.
In prima approssimazione si può scrivere:

$$O_t = (i+a)\cdot C + k\cdot R\cdot \frac{P^2}{V^2\cdot \cos^2\varphi}$$

e per il costo unitario o_t, supposto un diagramma di carico costante con potenza P per N ore:

$$o_t = \frac{O_t}{P\cdot N} = \frac{(i+a)\cdot C}{P\cdot N} + k\cdot \frac{R\cdot P}{N\cdot V^2\cdot \cos^2\varphi}$$

L'andamento del costo in funzione di N è decrescente con legge iperbolica, e sarà tanto minore quanto maggiore è la tensione di esercizio V.

Il costo del trasporto del combustibile è assai variabile, a seconda che venga effettuato con mezzi continui (oleodotti, metanodotti) o discontinui (navi, autobotti, ferrovia).
Nel primo caso prevalgono i costi afferenti le spese di primo impianto (interessi e ammortamento), di fronte ai quali il costo di esercizio (energia spesa per il riscaldamento e il pompaggio) è molto minore; in genere i costi di trasporto sono inglobati nel costo di fornitura dalla raffineria.
Nel secondo caso il costo è proporzionale alla quantità trasportata e dipende dalla distanza dal luogo di fornitura e dal mezzo di trasporto impiegato.

2.1.4. Scelta del combustibile

In Italia, le centrali ubicate in zone costiere sono possibilmente predisposte per il funzionamento a carbone.
Sono state realizzate a bocca di miniera (in Toscana, Umbria, Basilicata, Sardegna) le centrali che bruciavano il combustibile solido estratto. Tali miniere sono per lo più esaurite e le centrali sono alimentate con combustibile importato.
Le centrali ubicate all'interno sono in genere costruite per il funzionamento sia con olio combustibile che con gas naturale, trasportati rispettivamente con oleodotti (ma anche autobotti e ferrocisterne) e metanodotti.
Nella tabella seguente sono riportati la produzione lorda per tipo di combustibile e il consumo dei vari tipi di combustibili utilizzati nelle centrali termoelettriche italiane negli anni 2002 e 2003.

Utilizzo dei combustibili per la produzione termoelettrica italiana

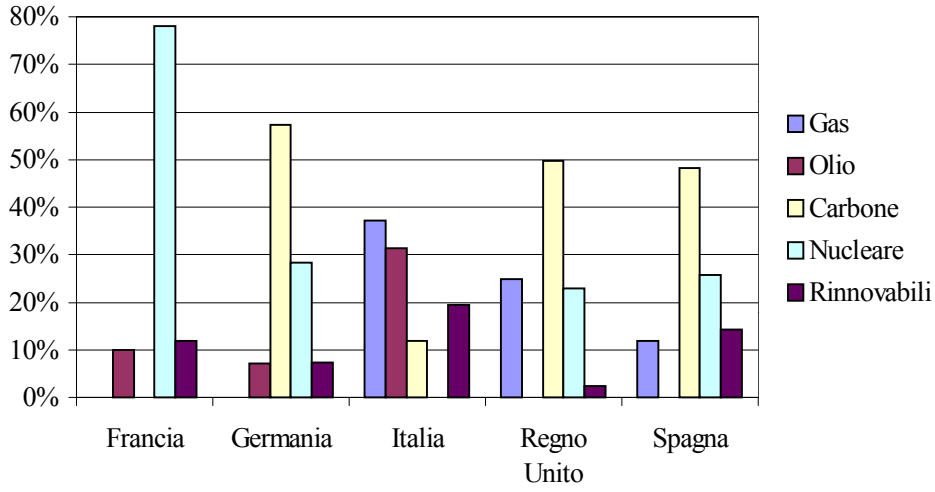
	2003		***2002***	
	Produzione lorda	**Consumo combustibile**	**Produzione lorda**	**Consumo combustibile**
Combustibili solidi (carbone nazionale, carbone estero, lignite)	38.813,3	$14.252 \cdot 10^3$ t	34.447 GWh	$13.088 \cdot 10^3$ t
Gas naturale	117.301,0	$25.534 \cdot 10^6$ m^3	99.414 GWh	$22.362 \cdot 10^6$ m^3
Gas derivati (gas da acciaieria a ossigeno, gas d'altoforno, gas di cokeria)	5.303,6	$10.479 \cdot 10^6$ m^3	5.021 GWh	$10.034 \cdot 10^6$ m^3
Prodotti petroliferi (distillati leggeri, gasolio, olio combustibile, gas residui di raffineria, coke di petrolio, orimulsion[14])	65.771,0	$14.993 \cdot 10^3$ t	76.997 GWh	$17.694 \cdot 10^3$ t
Altri combustibili (gas residui di processi chimici, catrame, calore di recupero da pirite, altri combustibili)	14.707,1 GWh	$12.588 \cdot 10^6$ m^3 $857 \cdot 10^3$ t	13.421 GWh	$769 \cdot 10^6$ m^3 $10.686 \cdot 10^3$ t
Totale	**241.896 GWh**		**230.300 GWh**	

[14] L'orimulsion è un'emulsione acquosa di bitume estratto dai vasti giacimenti dell'Orinoco in Venezuela. Il contenuto di acqua, pari al 30%, permette di abbassarne la viscosità. L'emulsione è additivata con magnesio, per evitare la decantazione durante lo stoccaggio e per proteggere i tubi di caldaia dalla corrosione ad alta temperatura.
I principali componenti di questo combustibile espressi come % in peso (tra parentesi i valori sul secco), raffrontati con quelli medi dell'olio combustibile denso e del carbone, sono i seguenti:

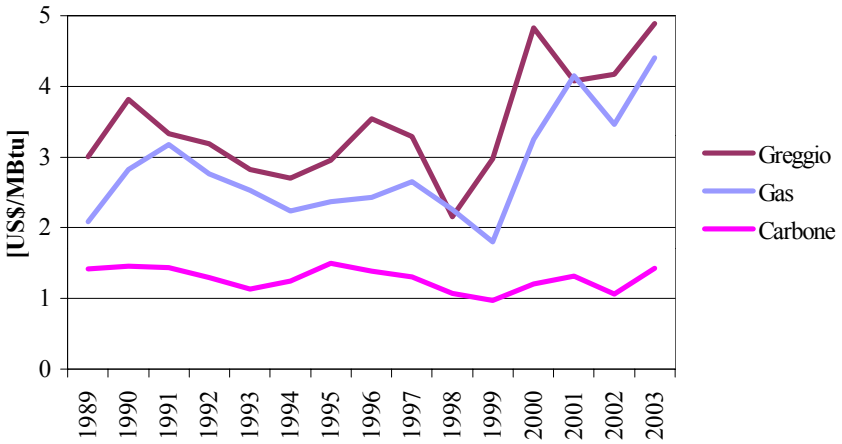
	Orimulsion	**Olio combustibile denso**	**Carbone**
Carbonio	60,0 (84,6)	85,8	88,0
Idrogeno	7,5 (10,6)	10,8	5,0
Zolfo	2,7 (3,8)	2,6-3,5	1,06-2,79
Azoto	0,5 (0,7)	0,2-0,5	1,4-2,1
Acqua	29,0	0,1	0,5
Ossigeno	0,2 (0,2)	0,2	2,0-8,0
Ceneri	0,1 (0,1)	0,04	5,0-15,0
Magnesio (additivo)	300-500 ppm	-	-
Cloro (ppm)	<60	<100	2000-5000

Nelle valutazioni che una società produttrice di energia elettrica si pone nel definire i tipi di combustibile da impiegare entrano in gioco più variabili e considerazioni.

- La prima è senza dubbio quella riguardante il costo del kWh, che in Italia è uno dei più cari a causa dell'elevato utilizzo di olio combustibile e gas naturale.



Mix percentuale di produzione elettrica nel 2002 nei principali Paesi Europei

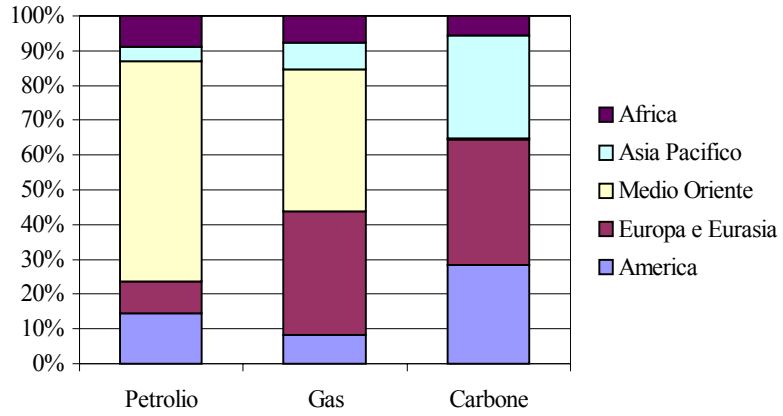


Prezzo dei combustibili all'importazione in Europa

- La seconda è che l'utilizzo dell'olio combustibile e del gas naturale è soggetto a logiche di mercato oligopolistiche da parte dei produttori, con interferenze politiche internazionali pericolose soprattutto in una situazione di libero mercato.

- La terza è che la provenienza geografica e politica di queste fonti di approvvigionamento potrebbe influire in maniera significativa, in caso di crisi internazionali, sulla produzione di energia ed avere un impatto molto duro su strategie ed investimenti di produzione, che non possono che essere a medio/lungo termine.
  Infatti la presumibile diminuzione dell'offerta di petrolio e gas, derivante dalla sempre maggiore difficoltà estrattiva, comporterà accentuate oscillazioni del prezzo degli

idrocarburi congiuntamente ad una concentrazione sempre più esasperata delle riserve nelle mani di pochi paesi produttori.



Distribuzione geografica delle riserve di petrolio, gas naturale e carbone

Approvvigionamento italiano di petrolio, gas e carbone nel 2002		
Greggio	**Milioni di tonnellate**	**%**
Produzione nazionale	*4,8*	*5,6*
Libia	20,0	24,9
Russia	15,9	19,7
Africa (Libia esclusa)	11,3	14,1
Iran	9,3	11,5
Arabia Saudita	8,5	10,5
Medio Oriente (Iran e Arabia Saud. esclusi)	8,1	10
Europa	7,5	9,3
Totale	**85,4**	
Gas naturale	**Milioni di m^3**	**%**
Produzione nazionale	*14,6*	*19,7*
Algeria	20,7	34,9
Russia	18,7	31,6
Olanda	8,4	14,2
Nigeria	4,1	6,9
Libia	3,1	5,1
Norvegia	2,8	4,8
Medio Oriente	1,5	2,5
Totale	**73,9**	
Carbone	**Milioni di tonnellate**	**%**
Sud Africa	3,9	19,2
USA	3,2	15,8
Australia	3,2	15,7
Colombia	2,8	13,9
Indonesia	2,8	13,7
Cina	1,2	5,9
Venezuela	1,2	5,9
Russia	1,1	5,7
Polonia	0,8	4,2
Totale	**20,2**	

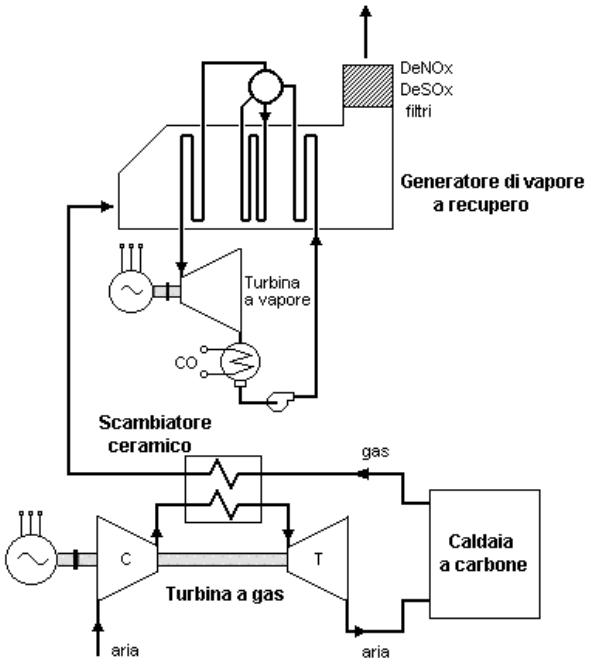
Osservando il grafico e le tabelle precedenti, a parte le considerazioni riguardanti l'utilizzo della fonte nucleare, sembrerebbe naturale rivolgersi al carbone come fonte alternativa.
Senza dubbio gli impianti a carbone soddisferebbero le esigenze di contenuti costi di produzione, come pure di ridotta variabilità del prezzo del combustibile, che è molto più stabile e ragionevolmente meno influenzato dai rischi politici legati all'approvvigionamento rispetto all'olio combustibile e al gas.
Il carbone deve però confrontarsi con una diffusa avversione dell'opinione pubblica, benché le nuove tecnologie di produzione di energia e trattamento dei fumi garantiscano, anche a questi impianti, livelli di emissioni inferiori ai limiti di legge.

Il carbone è stato, ed è ancora, utilizzato per la generazione di energia elettrica negli impianti cosiddetti convenzionali a vapore a condensazione, che dalla metà del secolo scorso si sono imposti come una tecnica economica ed affidabile. L'efficienza relativamente bassa ha imposto la necessità di guardare verso tecnologie innovative, che sapessero coniugare economicità ed affidabilità con un impatto ambientale sempre più ridotto.
Questo ha portato a sviluppare tecnologie cosiddette pulite (Clean Coal Technologies) che dovrebbero permettere di continuare ad utilizzare il carbone per la produzione di energia elettrica in un contesto reso sempre più difficile dalla accresciuta domanda di minimizzare l'impatto delle centrali sul territorio e sull'ambiente.
Allo stato attuale, nel mondo scientifico e tecnologico, i seguenti cicli sono considerati innovativi rispetto al ciclo a vapore convenzionale sopra citato:

- cicli ultrasupercritici (USC) a vapore;
- cicli combinati integrati con gassificazione del carbone (IGCC – Integrated Gasification Combined Cycle);
- cicli con combustori a letto fluido (FBC – Fluidized Bed Combustor) con varie figurazioni applicative: CFBC (Circulating Fluidized Bed Combustor) e PFBC (Pressurized Fluidized Bed Combustor).

Tutti i cicli succitati hanno già evidenziato le loro prestazioni in impianti realizzati su scala industriale (impianti di centinaia di MWe), ma che non hanno ancora raggiunto la completa maturità.

Tra i possibili nuovi sviluppi suscita interesse il ciclo EFCC (Externally Fired Combined Cycle), che utilizza la tecnologia IFGT (Indirect Fired Gas Turbine). Esso prevede la combustione del carbone in una caldaia posta allo scarico della turbina a gas. Il calore prodotto rientra nel ciclo a gas attraverso uno scambiatore ad altissime prestazioni, realizzato con materiali ceramici, che sostituisce il normale combustore. La turbina a gas funziona quindi esclusivamente ad aria. A valle dello scambiatore ceramico i gas combusti sono inviati a una caldaia a recupero, che alimenta un ciclo a vapore bottoming, e subiscono infine trattamenti di filtraggio, desolforazione e denitrificazione prima della loro diffusione nell'atmosfera.



Dal punto di vista tecnico, va osservato che la tecnologia USC ripropone, di fatto, il classico ciclo a vapore a condensazione, operando però in condizioni molto spinte (temperature fino a 720°C e pressioni oltre i 350 bar) e richiedendo un treno di trattamento emissioni, mentre le altre tecnologie IGCC, FBC ed EFCC si basano su configurazioni impiantistiche completamente diverse.
Relativamente all'impatto ambientale, il problema più rilevante è sicuramente quello delle emissioni. Ormai da qualche tempo l'attenzione appare focalizzata sulle emissioni di CO_2; al riguardo, gli operatori industriali e i centri di ricerca stanno analizzando tutte le possibili configurazioni impiantistiche con ridotte emissioni di CO_2 ed investigando e valutando le opzioni per la separazione e la cattura (impiegando sorbenti liquidi o solidi) della CO_2 e successivamente per il suo stoccaggio o riutilizzo.
In questo contesto si sta affermando nel mondo scientifico un matrimonio, per certi versi strano, tra carbone e idrogeno, essendo quest'ultimo riconosciuto il vettore energetico del futuro ed il carbone l'elemento attualmente più sostenibile con cui produrre idrogeno, in attesa che esso venga prodotto dalle sole fonti rinnovabili.

Nella tabella seguente vengono messe a confronto le più avanzate tecnologie pulite e a basso costo per la produzione di energia elettrica.

	Centrale a ciclo combinato	**Centrale termoelettrica ad olio combustibile**	**Centrale termoelettrica con caldaia ultrasupercritica**	**Centrale termoelettrica con caldaia a letto fluido**
Efficienza impianto %	57	40	45	40
Investimento medio €/kW	500	800	1300	1000
Tipo di combustibile	Gas naturale	Olio STZ (0,1%S)	Carbone bituminoso (0,6÷0,9%S)	Carbone alto tenore zolfo (3÷7%S)
Costo combustibile	0,20 €/m^3	0,20 €/kg	0,05 €/kg	0,03 €/kg
Sistemi di abbattimento				
SCR (selective catalytic reduction)	no	si	si	no
FGD (flue gas desulphuration)	no	no	si	no
ESP (electro-static precipitators)	no	si	si	si
Emissioni (mg/Nm^3)				
NO_x	25	200	180	180
SO_2	0	400	180	200
polveri	0	50	30	50

2.1.5. Interazioni con l'ambiente

L'interazione fra le centrali termoelettriche e l'ambiente si manifesta con l'emissione dei prodotti della combustione nell'atmosfera e con il riscaldamento dell'acqua di mare o di fiume utilizzata per la condensazione del vapore nei condensatori.

Per quanto riguarda l'inquinamento dell'atmosfera, esso è in prevalenza dovuto alle polveri, all'anidride solforosa e agli ossidi di azoto contenuti nei fumi emessi dalle ciminiere.
Le polveri sono in gran parte trattenute da precipitatori elettrostatici ad alta efficienza installati sui condotti fumi prima della ciminiera; l'anidride solforosa viene contenuta utilizzando combustibili a basse percentuali di zolfo o predisponendo impianti di desolforazione; gli ossidi di azoto vengono ridotti mediante appropriate tecniche di combustione o installando impianti di denitrificazione.
Vi è infine il problema dell'emissione di alcuni gas (detti gas serra, tra cui il più importante è l'anidride carbonica) che può influenzare la composizione dell'atmosfera che circonda il pianeta, rendendola meno permeabile al passaggio in uscita dell'energia irraggiata dalla Terra: viene così modificato quel fenomeno che va sotto il nome di effetto serra e che regola la temperatura terrestre.
I gas serra non sono inquinanti e non hanno effetti locali, ma, nel lungo termine, possono alterare gli equilibri climatici. A livello mondiale questo problema è affrontato nell'ambito dell'Organizzazione delle Nazioni Unite. La conferenza intergovernativa di Kyoto del dicembre 1997 ha per la prima volta stabilito come obiettivo per i Paesi firmatari una riduzione delle emissioni globali dei sei principali gas serra[15] entro il 2008-2012 (-5,3% in media rispetto ai valori del 1990). Questo obiettivo generale viene declinato con valori specifici per singoli Paesi o aggregazioni politiche (come l'Unione Europea); per l'Italia il rispetto del Protocollo di Kyoto implica una riduzione delle emissioni di anidride carbonica di almeno il 6,5%.
L'Italia contribuisce per circa il 2% alle emissioni mondiali di CO_2 e presenta valori pro-capite ed emissioni per unità di Prodotto Interno Lordo relativamente basse. I settori che incidono maggiormente sulle emissioni nazionali di gas serra sono la produzione di energia elettrica da fonte termoelettrica (poco meno del 25%) e i trasporti (poco più del 20%): le emissioni sono quasi totalmente costituite dalla CO_2 derivante dalla combustione.
Per quanto riguarda il settore elettrico, tra i principali strumenti a disposizione per il contenimento delle emissioni di gas serra vi sono le azioni tese al risparmio dei combustibili fossili:

- miglioramento dell'efficienza di produzione,
- maggiore ricorso alle fonti rinnovabili,
- riduzione delle perdite sulla rete elettrica,
- gestione della domanda di energia elettrica.

[15] I sei gas ad effetto serra sono:

- Anidride carbonica (CO_2)
- Metano (CH_4)
- Protossido di azoto (N_2O)
- Idrofluorocarburi (HFC)
- Perfluorocarburi (PFC)
- Esafluoruro di zolfo (SF_6)

Per quanto riguarda il riscaldamento dell'acqua condensatrice, fenomeno detto impropriamente inquinamento termico, esso consiste nell'innalzamento della temperatura (di circa 6÷10°C) dell'acqua utilizzata nei condensatori.
Si tratta di un problema che riguarda soprattutto le acque interne (fiumi, laghi) in quanto la capacità termica delle acque marine è pressoché illimitata e la modifica di temperatura interessa solo in superficie le acque prossime alla centrale.
Esistono comunque limiti di legge per le temperature dell'acqua in uscita dai condensatori e per la differenza di temperatura dell'acqua del corpo ricettore tra valle e monte dell'impianto termoelettrico.
Sono stati effettuati molti studi degli ecosistemi interessati agli scarichi termici prima e dopo l'avvio di funzionamento degli impianti. I risultati ottenuti hanno mostrato che la restituzione all'ambiente delle acque, utilizzate negli impianti rispettando i limiti imposti dalla legge, non modifica significativamente le caratteristiche strutturali e dinamiche delle principali componenti degli ecosistemi interessati.

2.2. Combustibili

I combustibili hanno come componenti principali il carbonio, l'idrogeno e lo zolfo.
Le reazioni esotermiche di ossidazione di questi elementi sono le seguenti:

$$C + O_2 = CO_2 + 8.800 \text{ kcal/kg di carbonio}$$

$$H_2 + ½\ O_2 = H_2O + 28.000 \text{ kcal/kg di idrogeno}$$

$$S + O_2 = SO_2 + 2.700 \text{ kcal/kg di zolfo}$$

L'analisi del combustibile permette di ricavare tutti gli elementi relativi alla combustione, ed in particolare la quantità d'aria necessaria, detta *aria teorica*.
La quantità di ossigeno necessaria alla combustione di un kg di combustibile si ricava dalla formula:

$$O_2 = \left(\frac{32}{12} \cdot \frac{c}{100} + \frac{32}{4} \cdot \frac{h}{100} + \frac{32}{32} \cdot \frac{s}{100} \right) [kg]$$

c percentuale in peso del carbonio (peso molecolare 12) contenuto nel combustibile,
h percentuale in peso dell'idrogeno (peso molecolare 2) contenuto nel combustibile,
s percentuale in peso dello zolfo (peso molecolare 32) contenuto nel combustibile;
32 peso molecolare dell'ossigeno.

Ricordando che nell'aria l'ossigeno è presente nella proporzione del 23,2% in peso, la quantità ponderale di aria teorica è data da:

$$A_t = \frac{O_2}{0,232} [kg]$$

e la quantità di aria teorica in volume è pari a:

$$A_{t-vol} = \frac{A_t}{1,293} [m^3]$$

essendo il peso specifico dell'aria, nelle condizioni normali, pari a 1,293 kg/m^3.
Ad esempio, per un olio combustibile denso[16] l'aria teorica oscilla intorno ai 10 m^3 per kg di combustibile bruciato (circa 13 kg di aria per kg di combustibile).
Nella pratica, l'effettivo quantitativo di aria da fornire per realizzare una combustione completa è superiore al valore stechiometrico: l'eccesso d'aria occorente è variabile in funzione del tipo di combustibile e delle condizioni di combustione. Si ha interesse a ridurre l'eccesso d'aria per ridurre con esso le perdite di calore al camino, l'energia assorbita dai ventilatori e la formazione di anidride solforica e degli ossidi di azoto. D'altra parte, un eccesso d'aria è indispensabile per ovviare alle

[16] Un olio combustibile denso (bunker C) ha la seguente analisi elementare media:

carbonio	80÷86%
idrogeno	10÷13%
ossigeno e azoto	1÷2%
zolfo	0,5÷3%

inevitabili dissimmetrie nella distribuzione dell'aria ai singoli bruciatori e prevenire la formazione di incombusti.
I quantitativi dei combustibili solidi e liquidi sono dati in peso, quelli dei combustibili gassosi sono dati in normal-volume (Nm^3), riferito cioè alla pressione di 760 mm di Hg e alla temperatura di 15°C.
I combustibili sono caratterizzati dal loro potere calorifico, ossia dalla quantità di calore prodotto per ogni kg bruciato.
Per i calcoli tecnici (ad esempio nella determinazione del rendimento di un generatore di vapore) si impiega il potere calorifico inferiore, dal quale sono escluse, perché non recuperate, le calorie di condensazione del vapor d'acqua presente nei prodotti della combustione: prescindendo dall'umidità presente nell'aria comburente, già fornita allo stato di vapore, al potere calorifico superiore va quindi detratto il calore di condensazione del vapore originato dall'acqua contenuta nel combustibile e di quello formatosi dalla combustione dell'idrogeno[17].
In campo commerciale è invece spesso indicato il potere calorifico superiore, comprendendo quindi le calorie di condensazione del vapor d'acqua.
La combustione dello zolfo dà luogo ad anidride solforosa SO_2 e ad anidride solforica SO_3, che si forma per ossidazione della precedente ed il cui tenore nei fumi è soprattutto influenzato dall'eccesso d'aria: diminuendo infatti l'eccesso d'aria fino ad avvicinarsi al valore stechiometrico, il tenore di SO_3 diminuisce notevolmente fino a poche parti per milione (p.p.m.).
La reazione delle due anidridi con l'acqua presente nei gas di combustione dà luogo alla formazione di acido solforoso e acido solforico.
L'acido solforico è fortemente corrosivo.
La sua formazione e condensazione avviene ad una temperatura (punto di rugiada) che è funzione della percentuale di SO_3 presente nei fumi.
Per evitarne la formazione si è costretti a mantenere la temperatura dei fumi al di sopra di un certo valore, e ciò a discapito del rendimento del generatore di vapore.
Poiché il punto di rugiada è intorno a 80÷100°C, per evitare condensazioni sulle pareti dei preriscaldatori d'aria (che avranno una temperatura intermedia fra quella dei fumi e quella dell'aria) la temperatura dei fumi non dovrebbe essere inferiore a 130÷140°C.
L'acido solforico può anche essere assorbito iniettando nei fumi ossido di calcio o di magnesio oppure ammoniaca, che danno luogo alla formazione dei rispettivi sali che finiscono nelle ceneri.

[17] Fra i due poteri calorifici esiste la relazione:

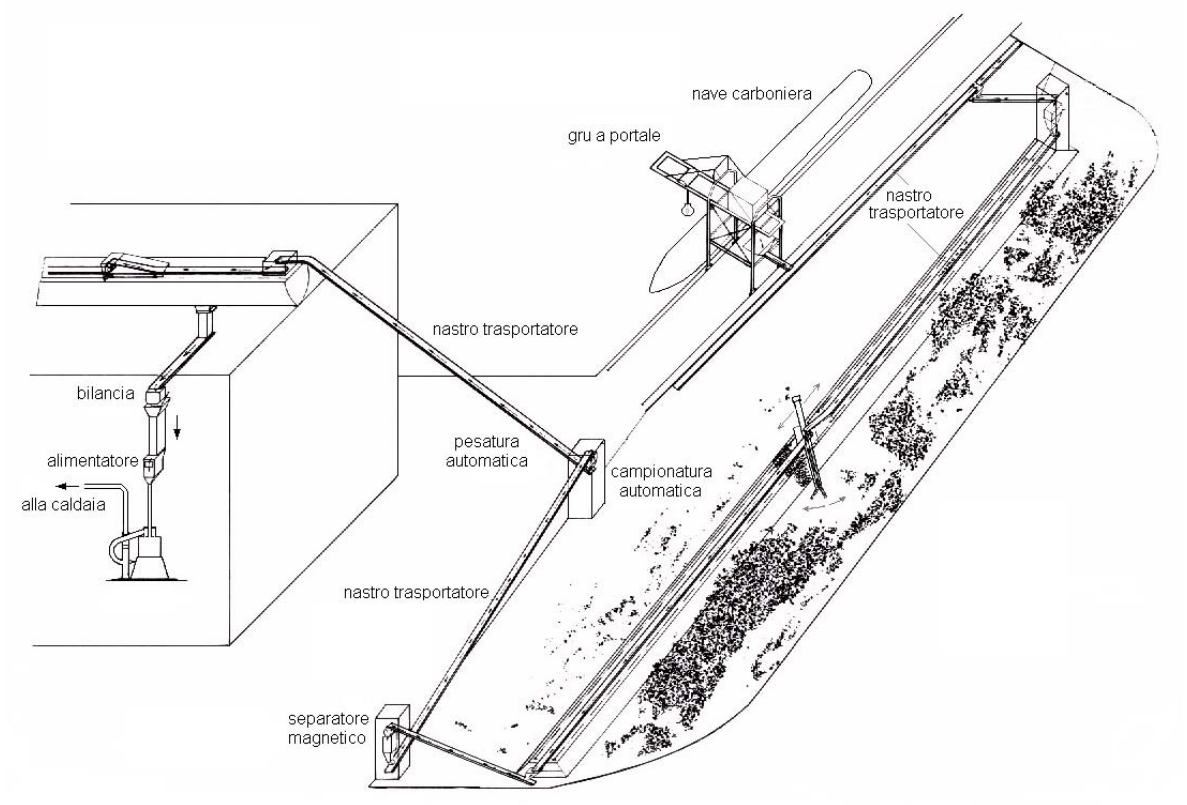
$$p.c.i. = p.c.s. - 600 \cdot a - 5400 \cdot h$$

essendo a e h rispettivamente il contenuto in valore relativo di acqua e di idrogeno nel combustibile (espressi in kg per kg di combustibile).

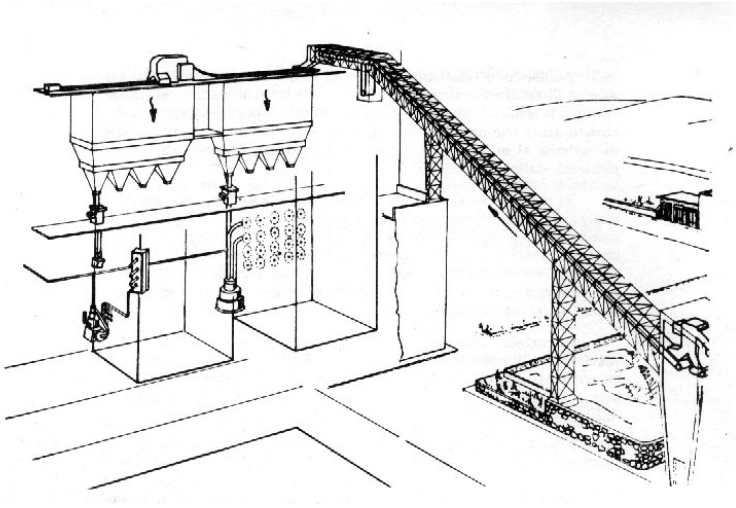
2.2.1. Combustibili solidi

I combustibili solidi (carboni) normalmente impiegati negli impianti termoelettrici appartengono alla categoria dei litantraci.
Le principali caratteristiche di un carbone sono il potere calorifico, la pezzatura, il tenore di umidità e di ceneri, la natura delle ceneri, il tenore di sostanze volatili.
Il potere calorifico inferiore (sul secco) dei litantraci varia da circa 7.000 a 8.000 kcal/kg.
La pezzatura serve a classificare commercialmente i carboni nei seguenti tipi: tout venant (tal quale, come estratto dalla miniera), grosso (pezzi con dimensioni superiori a 80 mm), fine o minuto (pezzi grossi come noci), polverizzato.
Il tenore di umidità non deve oltrepassare il 4÷5%, soprattutto per i carboni polverizzati.
Il tenore di ceneri varia dal 2 al 10% nei buoni carboni e può raggiungere il 25% nei cattivi.
Il punto di fusione delle ceneri deve essere superiore a 1.200°C circa: infatti le ceneri fuse si depositano sui tubi di caldaia, soprattutto sui surriscaldatori e risurriscaldatori, e attaccano il metallo formando solfovanadati di ferro e cromo. Si combatte questa grave forma di corrosione innalzando il punto di fusione delle ceneri mediante iniezione in caldaia di additivi altofondenti, quali il magnesio sotto forma di ossido o di dolomite (carbonato di calcio e magnesio).
Il contenuto in sostanze volatili può variare, per i litantraci, da un 10% nei carboni magri antracitosi a un 32% nei grassi a lunga fiamma e a un 40÷50% nei carboni secchi a lunga fiamma.
Il carbone trasportato dalle navi viene scaricato per mezzo di gru ed inviato tramite nastri trasportatori ad una serie di apparecchiature che provvedono ai seguenti compiti:

- pesatura del quantitativo in arrivo,
- eliminazione dei corpi estranei in esso contenuti,
- frantumazione, per ridurre il carbone ad una determinata pezzatura,
- campionatura del carbone, per consentire i necessari controlli di laboratorio.



Successivamente esso viene inviato alla macchina di messa a parco e di ripresa, che provvede alla sua sistemazione nel parco. Con questa stessa macchina è possibile prelevare il carbone del parco e mediante un'altra serie di nastri inviarlo ai bunker dei gruppi che a loro volta alimenteranno i mulini. Anche il carbone prelevato dal parco, prima di giungere all'impianto, viene sottoposto a pesatura, campionatura e depurazione da eventuali materiali estranei.
I parchi carbone all'aria aperta, che raggiungono consistenze notevoli, presentano il pericolo di autocombustione: per ridurre tale pericolo conviene limitare l'altezza massima del deposito, disporre il carbone a strati successivi e non alla rinfusa, installare dei sensori di temperatura con segnalazione di allarme tarata a circa 70°C.



I bunker dei gruppi terminano, nella parte inferiore, in tante tramogge di scarico quanti sono i mulini da alimentare. All'uscita di ciascuna tramoggia sono installate delle saracinesche di intercettazione e quindi un condotto verticale tramite il quale il carbone perviene all'alimentatore, che ha il compito di assicurare costantemente un flusso di carbone al mulino e di variare la portata in funzione di quanto richiesto. Vi sono diversi tipi di alimentatori: rotativi, a catena, a nastro. Questi ultimi sono i più usati: il loro funzionamento consiste nel raccogliere su di un nastro in movimento uno strato di carbone la cui altezza è preventivamente determinata. La variazione di portata è realizzata facendo variare opportunamente la velocità del nastro. Il carbone dall'alimentatore perviene al mulino dove viene macinato e contemporaneamente, entrando in contatto con una corrente di aria calda proveniente dai ventilatori dell'aria primaria, viene essiccato e trascinato allo stato di polvere fino ai bruciatori della caldaia.

Analisi media del carbone bruciato in una centrale termoelettrica

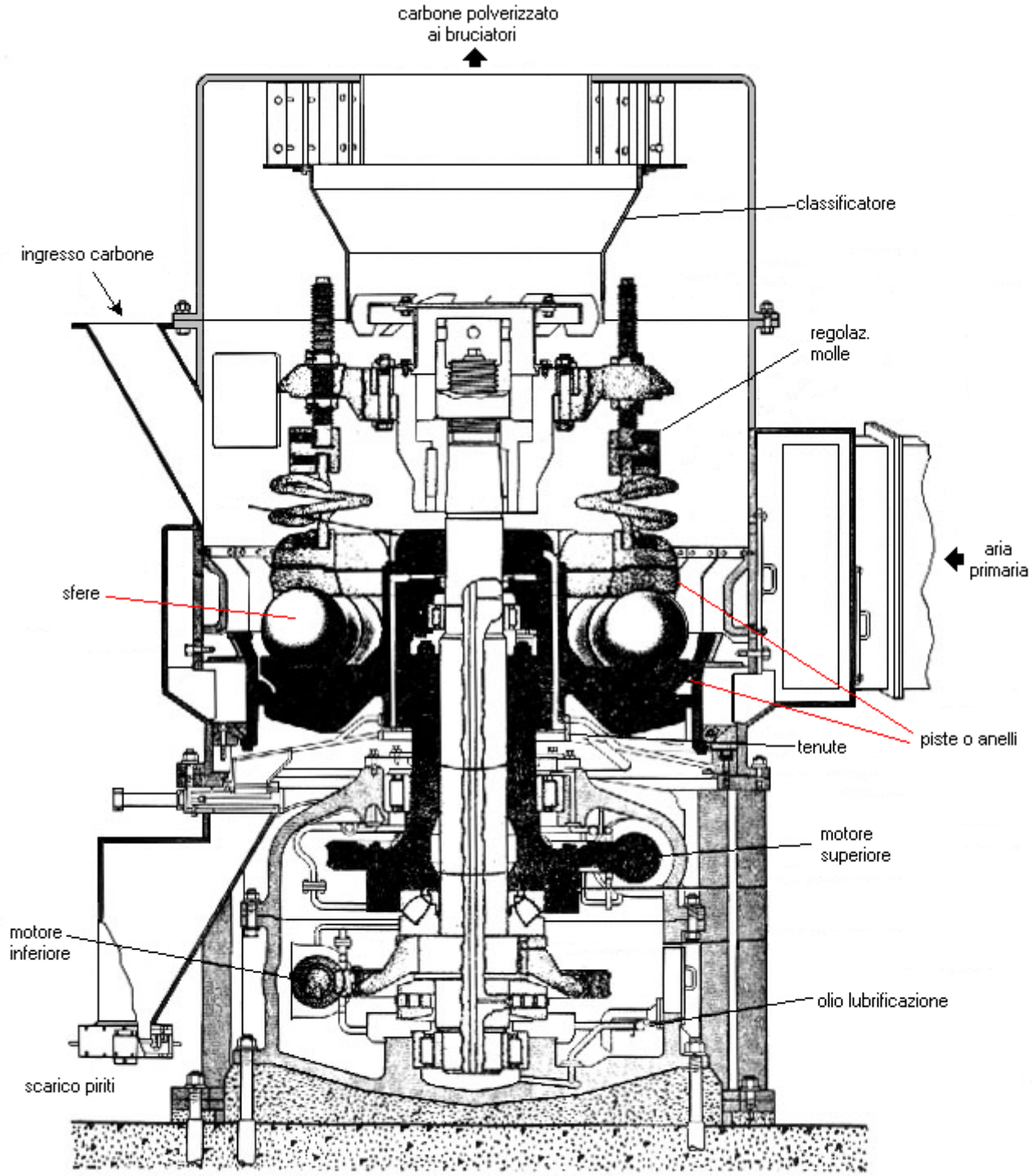
		sul secco	
		immediata	elementare
Umidità totale	%		7,0
Ceneri	%	10	9,3
Materie volatili	%	33	
Carbonio fisso	%	57	
Zolfo	%		0,7
Carbonio	%		68,4
Idrogeno	%		4,6
Ossigeno (e azoto)	%		10,0
		100,0	100,0

Pezzature al mulino	mm	0÷50
Macinabilità Hardgrove		48÷75
Temperatura rammollimento ceneri	°C	1.270
Potere calorifico superiore sul secco	kcal/kg	7.250
Potere calorifico inferiore sul secco	kcal/kg	6.993
Potere calorifico inferiore sul tal quale	kcal/kg	4.665

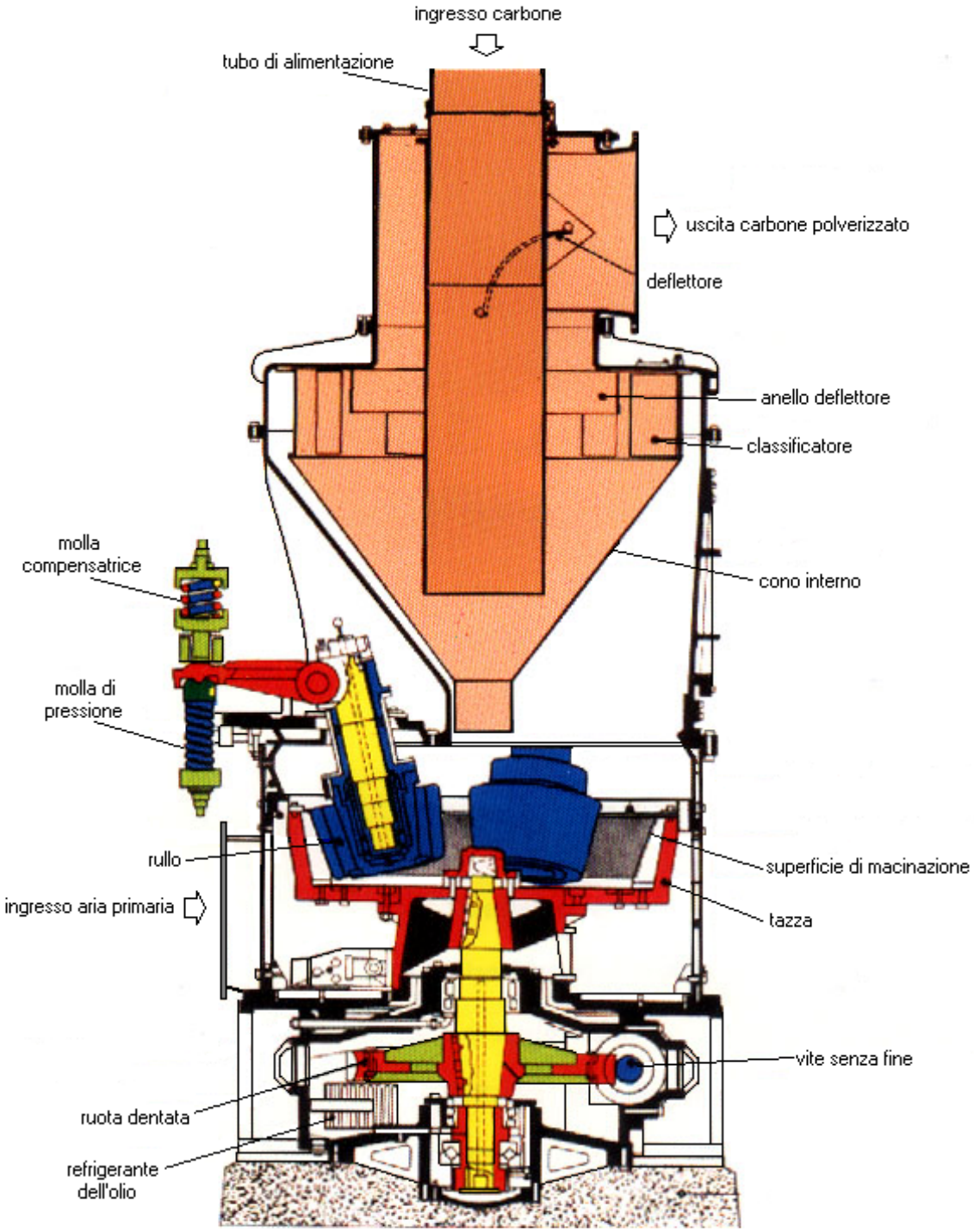
L'aria primaria è prelevata a valle del preriscaldatore d'aria; la sua temperatura viene regolata sui 65÷85°C e deve essere tanto più bassa quanto più elevato è il contenuto in materie volatili del carbone, al fine di evitare il pericolo dell'autocombustione.
Il controllo della temperatura dell'aria primaria è automatico e viene ottenuto temperando l'aria prelevata a valle del preriscaldatore con aria fredda prelevata direttamente sulla mandata del ventilatore principale.
Il sistema Babcock & Wilcox (B&W) prevede un ventilatore aria primaria, che spinge l'aria temperata nel mulino che a sua volta essicca e trasporta il polverino dal mulino ai bruciatori.
Il sistema Combustion Engineering (C.E.) preleva l'aria temperata dalle condotte aria comburente e sull'uscita del mulino prevede un aspiratore (esaustore) che preleva la miscela aria-polverino e la invia ai bruciatori.
I due principali tipi di mulini, impiegati nelle centrali ENEL, sono quelli ad anelli e sfere (Babcock & Wilcox) e quelli a tazze e rulli (Combustion Engineering).
In ambedue i tipi la macinazione del carbone avviene per schiacciamento ed attrito tra due superfici rotanti una sull'altra.

Nel mulino ad anelli e sfere la pista inferiore, rotante, è di forma anulare e su di essa sono poggiate un certo numero di sfere che vengono trascinate in movimento dalla pista stessa.
Una seconda pista, fissa, preme superiormente alle sfere, sotto l'azione di molle la cui registrazione è realizzata mediante un sistema di pistoni esterni alla carcassa. La pista superiore può essa pure essere rotante; le due piste, la superiore e l'inferiore, sono in tal caso poste in controrotazione a velocità diverse da motori separati.
L'introduzione del carbone è laterale e viene realizzata in modo che questo venga a trovarsi schiacciato fra le due piste e le sfere.
L'aria di essiccamento e trasporto entra dal basso e trascina con sé il polverino verso la parte alta del mulino, dove attraversa il classificatore, costituito da un certo numero di piccole serrande orientabili disposte secondo la generatrice di un tronco di cono o di un cilindro, il cui compito è quello di separare le particelle di polverino le cui dimensioni oltrepassano il valore desiderato.

Il mulino a rulli e tazze consiste essenzialmente in una tazza macinante sostituibile, entro la quale ruotano tre rulli conici sostenuti da un complesso posizionabile, che mantiene la superficie dei rulli ad una distanza ben determinata da quella della tazza, in funzione della portata di carbone desiderata.
La pressione per la macinazione viene esercitata da molle regolabili dall'esterno.
Il carbone viene introdotto nella tazza che, ruotando, gli imprime una forza centrifuga; i pezzi di carbone vengono così portati alla periferia, nella zona di macinazione, dove sono schiacciati dai rulli; successivamente il prodotto, ridotto in polvere, giunge nella zona anulare di passaggio dell'aria calda. La finezza del polverino viene regolata da un classificatore.
L'aria primaria entra nella parte bassa del mulino mentre la miscela aria-polverino viene aspirata dalla parte alta dello stesso ad opera di un esaustore.



Mulino ad anelli e sfere Babcock & Wilcox
con due piste rotanti

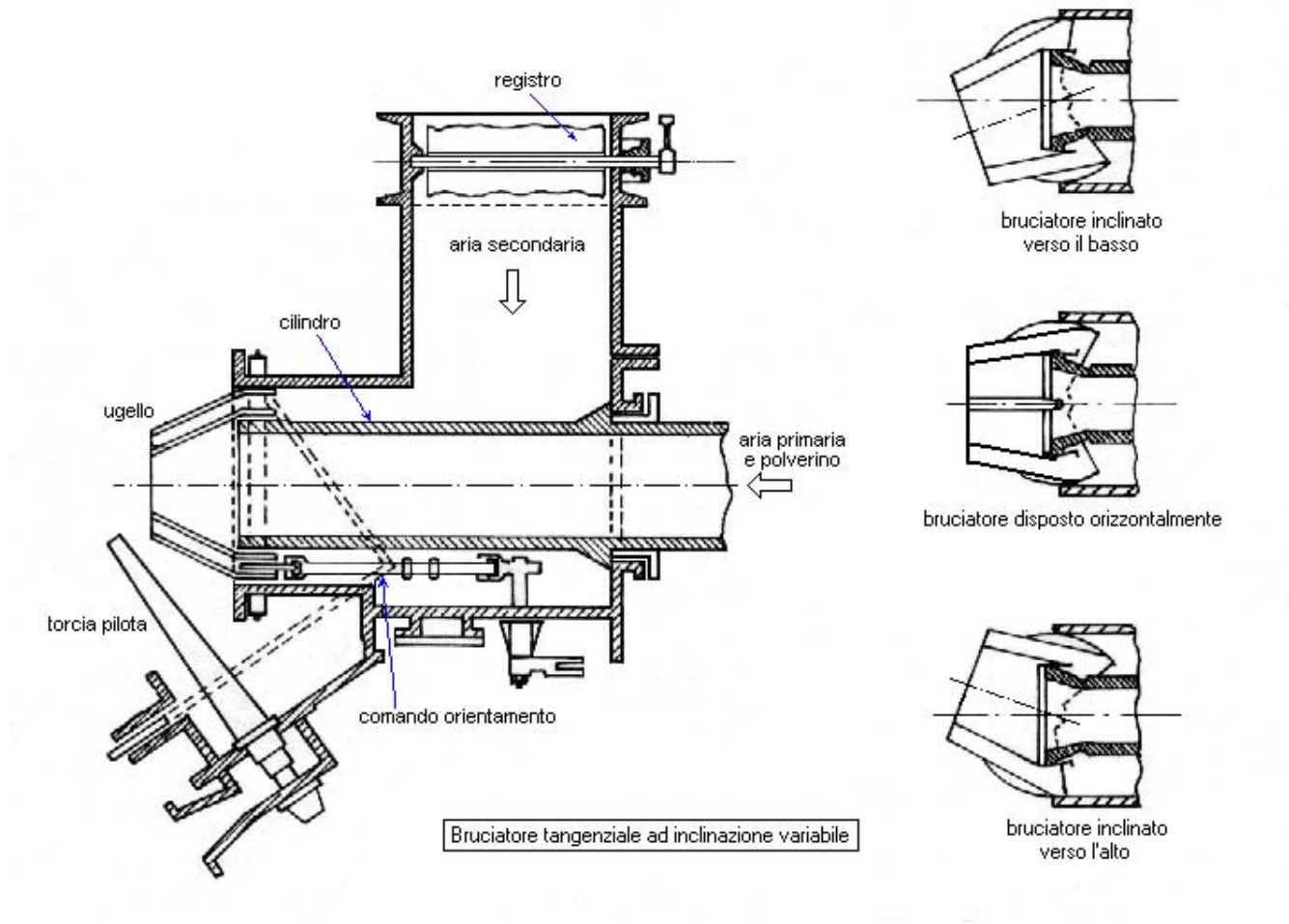


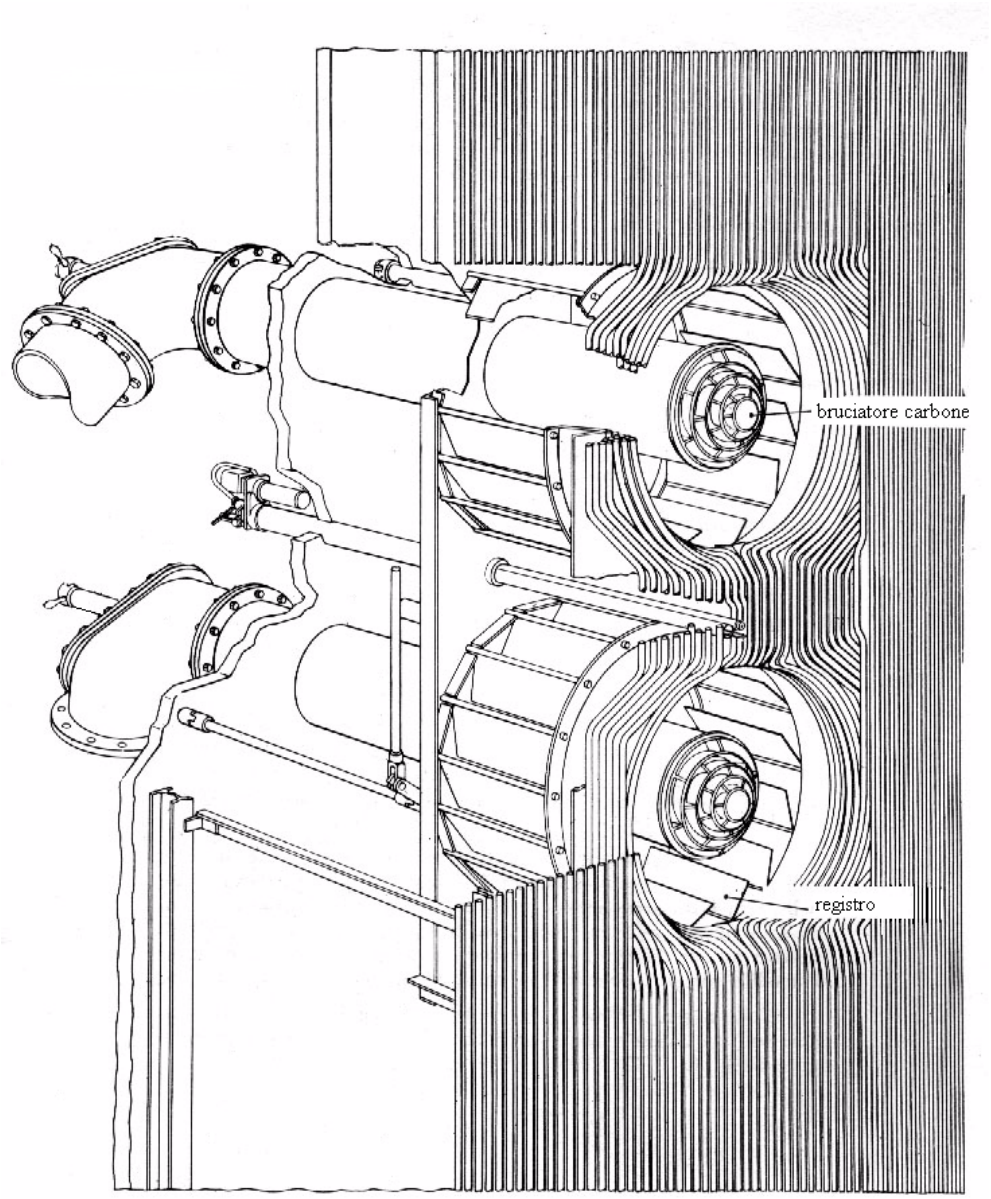
Mulino a tazze e rulli Combustion Engineering

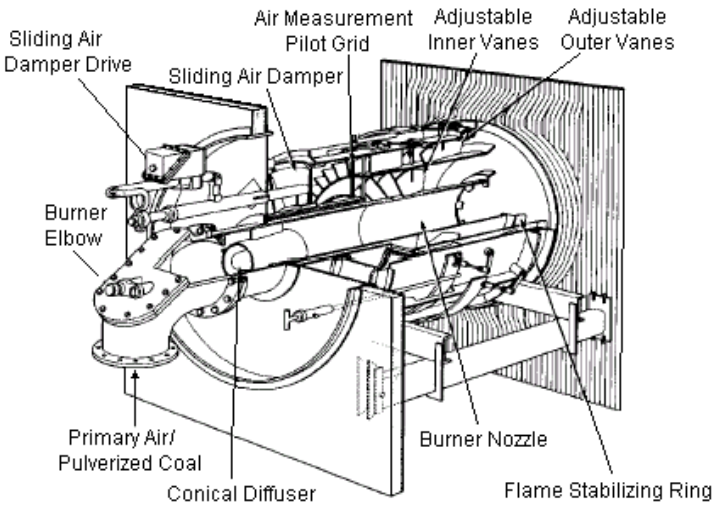
Le piriti e le parti in ferro, a causa del loro peso, non possono essere sollevati dall'aria calda che trascina il polverino: ricadono quindi nella parte inferiore del mulino, dove appositi raschiatori convogliano i pezzi alle tramoggette di scarico delle piriti.

La scelta del numero e della potenzialità dei mulini da installare in ogni caldaia viene fatta nell'ipotesi che si debba utilizzare carbone di determinate caratteristiche e si voglia ottenere una certa finezza di polverino.
La finezza è misurata dalla percentuale di carbone che passa attraverso ciascun setaccio di una serie, fissata convenzionalmente, e deve essere tale da assicurare un tempo di combustione delle particelle sufficientemente breve, per ottenere la combustione completa con un basso eccesso d'aria.

I bruciatori a carbone normalmente impiegati nelle centrali termoelettriche sono di tre tipi: verticali, tangenziali, frontali.
I primi sono adatti per la combustione di carboni a bassa percentuale di materie volatili e sono posti sul cielo della camera di combustione.
I secondi sono posti agli angoli della camera di combustione, in modo da produrre fiamme che formano un vortice il cui centro è l'asse della camera stessa.
I terzi si inseriscono sulla parete frontale e su quella posteriore della camera di combustione.

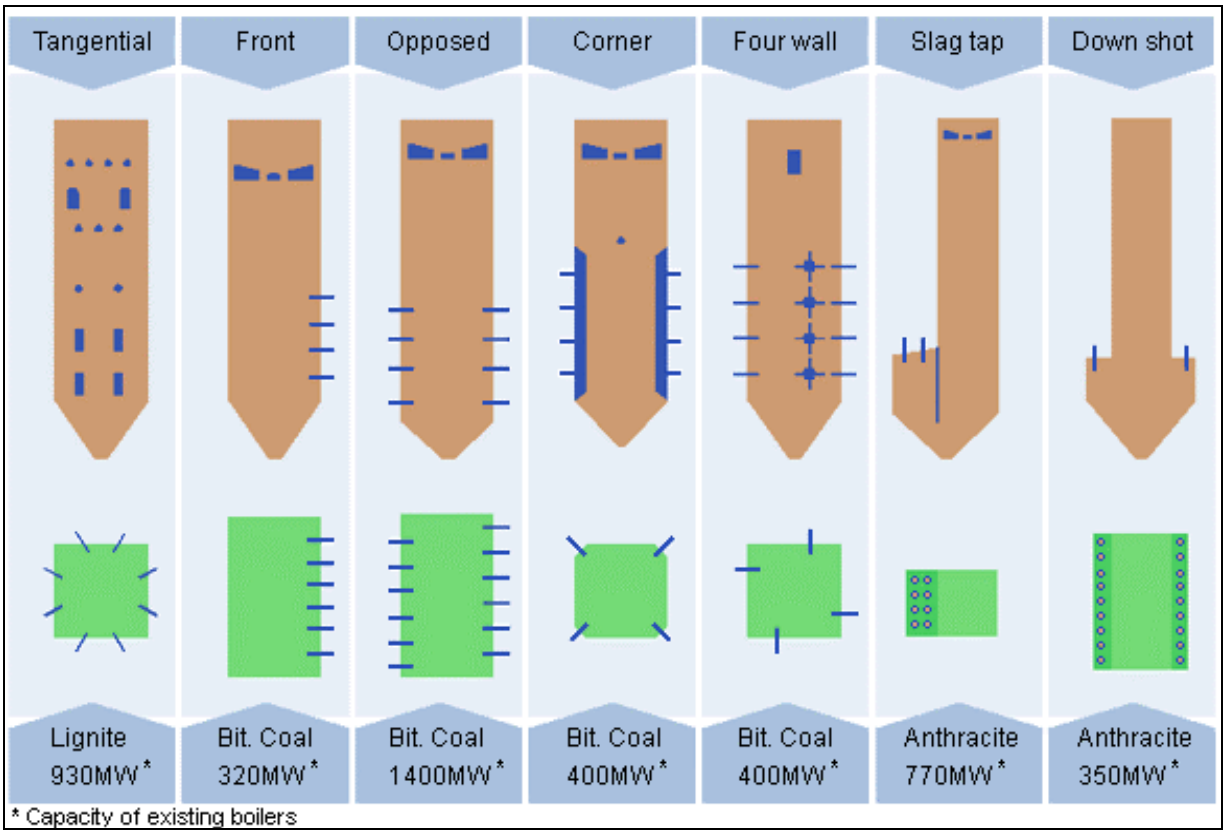


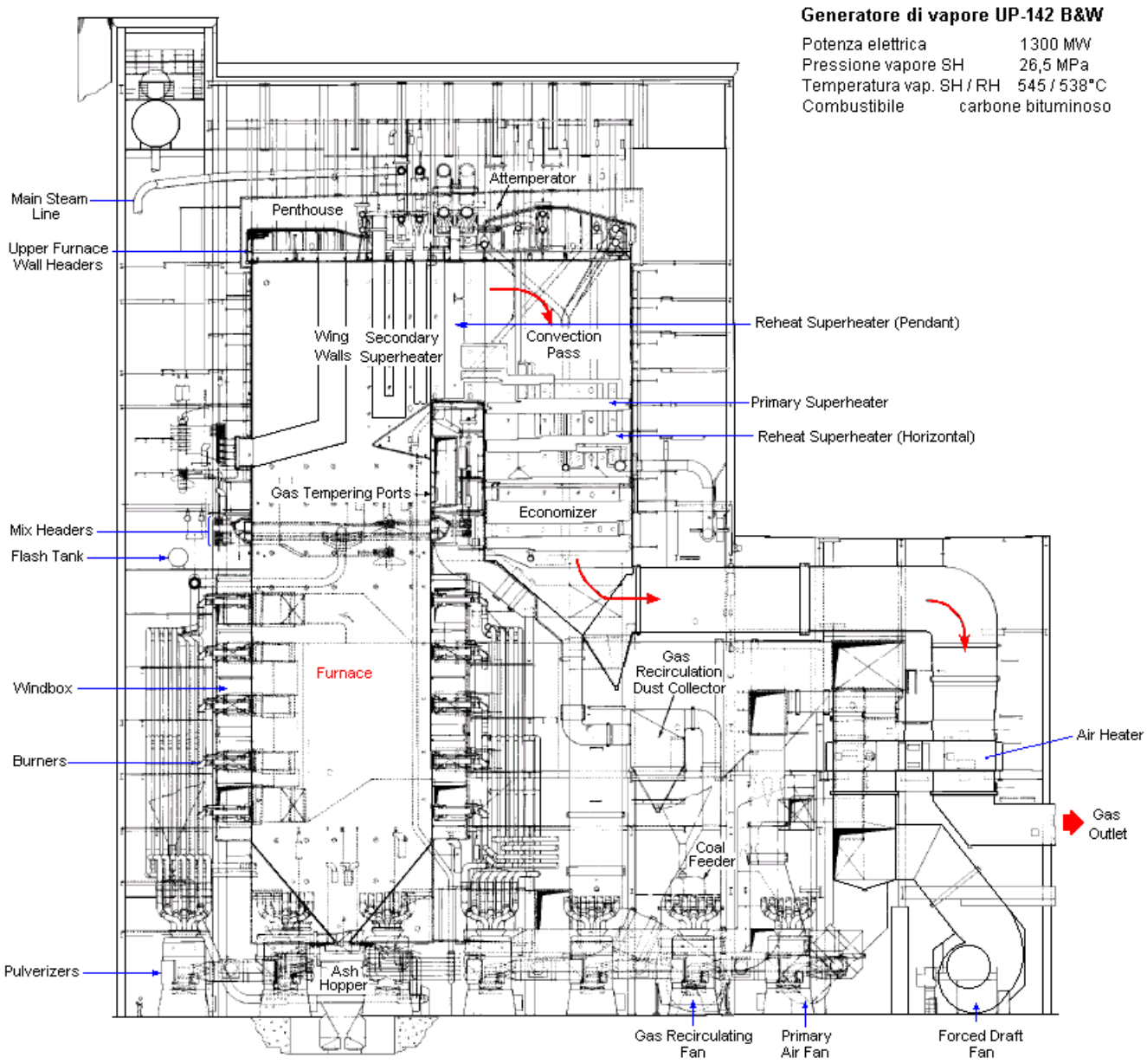


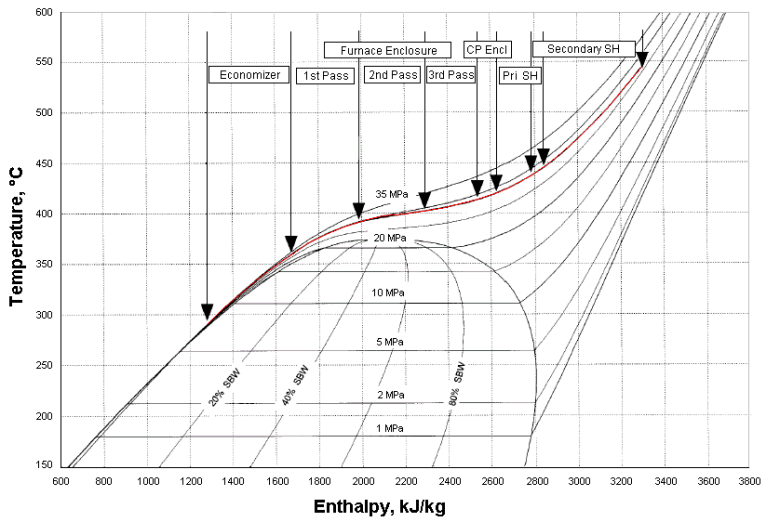


Bruciatori frontali per carbone

Le caldaie a carbone esistenti, equipaggiate con i vari tipi di bruciatori, raggiungono notevoli potenzialità.




Generatore di vapore UP-142 B&W
Potenza elettrica 1300 MW
Pressione vapore SH 26,5 MPa
Temperatura vap. SH / RH 545 / 538°C
Combustibile carbone bituminoso
Main Steam Line
Upper Furnace Wall Headers
Mix Headers
Flash Tank
Windbox
Burners
Pulverizers
Penthouse
Attemperator
Wing Walls
Secondary Superheater
Convection Pass
Reheat Superheater (Pendant)
Primary Superheater
Reheat Superheater (Horizontal)
Gas Tempering Ports
Economizer
Furnace
Gas Recirculation Dust Collector
Air Heater
Gas Outlet
Coal Feeder
Ash Hopper
Gas Recirculating Fan
Primary Air Fan
Forced Draft Fan


Economizer
1st Pass
Furnace Enclosure
2nd Pass
3rd Pass
CP Encl
Pri SH
Secondary SH
35 MPa
20 MPa
10 MPa
5 MPa
2 MPa
1 MPa
20% SBW
40% SBW
80% SBW
Temperature, °C
Enthalpy, kJ/kg

2.2.2. Combustibili liquidi

I combustibili liquidi che si usano nelle centrali termoelettriche derivano dalla distillazione del petrolio greggio, sono composti quasi esclusivamente da idrocarburi e contengono mediamente l'84% di carbonio, il 12% di idrogeno e il 2% di ossigeno.
Il contenuto in zolfo varia secondo la provenienza del greggio ed i trattamenti di desolforazione effettuati in raffineria.
L'olio combustibile bunker C, detto comunemente nafta pesante, viene classificato in:

- ATZ – alto tenore di zolfo (S > 2,3%)
- MTZ – medio tenore di zolfo (1,3 < S < 2,3%)
- BTZ – basso tenore di zolfo (0,5 < S < 1,3%)
- STZ – senza tenore di zolfo (S < 0,5%).

Il potere calorifico inferiore è dell'ordine di 9.600÷9.800 kcal/kg.
L'approvvigionamento del combustibile liquido avviene attraverso navi cisterna, bettoline, autobotti, vagoni ferroviari, oleodotti.
Il parco combustibile è un polmone che serve a compensare lo sfasamento tra l'afflusso del combustibile e il consumo, in modo tale che il diagramma di fornitura abbia un andamento ottimale.
I serbatoi, metallici, sono di forma cilindrica ad asse verticale.
Il mantello è composto da più virole saldate tra di loro, di spessore maggiore per quelle inferiori e minore per quelle superiori.
Il tetto dei serbatoi può essere fisso o galleggiante.
Il tetto fisso è usato per serbatoi di capacità sino a 20.000 m^3.
Per capacità superiori o per contenere combustibili di categoria A (liquidi i cui vapori possono dare luogo a scoppio, con punto di infiammabilità inferiore a 21°C), si ricorre al tetto galleggiante.
Il tetto galleggiante evita che fra il combustibile e il coperchio rimangano spazi vuoti, che si potrebbero saturare di vapori e di gas contenuti nel combustibile stesso, dando luogo a miscele esplosive.
Le capacità massime normalmente adottate per i serbatoi di centrale sono di 50.000 e 100.000 m^3.
I serbatoi sono provvisti normalmente di due sistemi di riscaldamento:

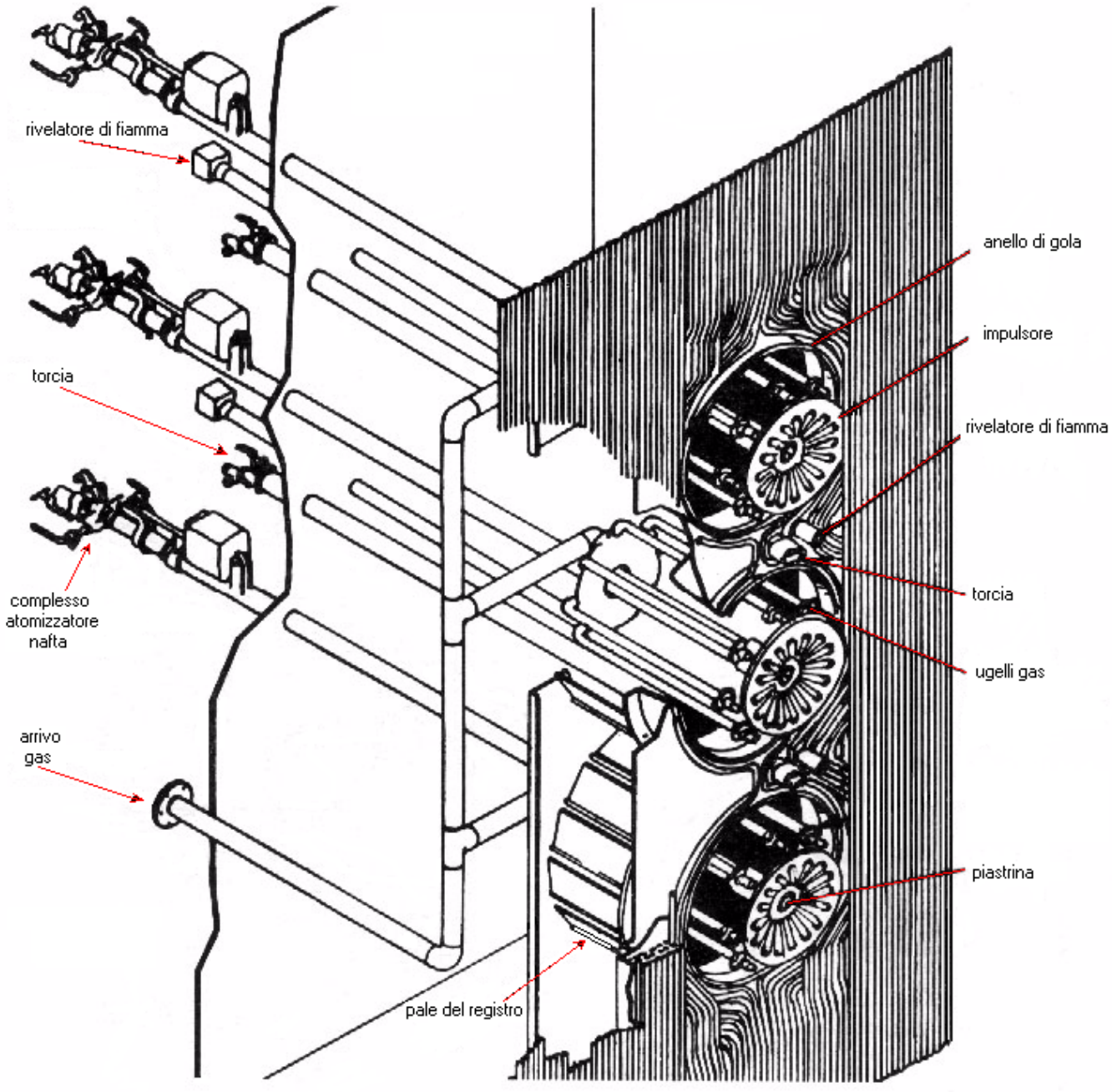
- riscaldamento del fondo, costituito da serpentini alettati o lisci, per il mantenimento della nafta pesante ad una determinata temperatura;
- riscaldamento nella zona di prelievo, costituito da riscaldatori a cassonetto o a banana, per elevare di circa 20°C la temperatura della nafta prelevata ed assicurarne costantemente la fluidità.

Il riscaldamento si effettua con vapore saturo prelevato dal collettore del vapore ausiliario; il vapore, che ha scambiato calore nelle serpentine, si condensa e viene scaricato tramite appositi scaricatori di condensa.
Tutto il parco nafta e i singoli serbatoi sono circondati da argini in terra o da muri di cemento armato, allo scopo di contenere il combustibile che potrebbe fuoriuscire in seguito all'incendio e al cedimento di qualche serbatoio.
Sono previsti impianti antincendio ad acqua e a schiuma su ogni serbatoio.
Adiacente al parco è installata la stazione di trasferimento e pompaggio del combustibile.
Le pompe sono normalmente del tipo a viti a volume costante.
Il funzionamento della pompa è molto semplice: ruotando, le viti aprono delle celle nella camera aspirante aumentandone così il volume e creando una depressione che realizza l'autoadescamento.
Proseguendo la rotazione, il dente della vite motrice entra nell'incavo della vite satellite creando una camera di lavoro isolata rispetto all'aspirazione: il volume di tale camera viene trasportato assialmente fino alla camera premente.

Poiché il volume della camera di lavoro durante l'avanzamento rimane costante, non si verificano sbattimenti o punte di pressione che provocherebbero un carico radiale eccessivo sulle viti; inoltre la progressiva ed uniforme diminuzione del volume verso il lato premente comprime il liquido senza pulsazioni.
A monte delle pompe di spinta sono installati filtri a freddo, che hanno la funzione di trattenere le impurità più grossolane esistenti nella nafta.
Il collettore sulla mandata delle pompe è mantenuto ad una pressione costante da una valvola di sfioro che provvede a ricircolare al serbatoio.
A valle delle pompe di spinta sono inseriti i riscaldatori nafta che hanno la funzione di portare il combustibile alla temperatura ottimale per una perfetta atomizzazione ai bruciatori. Normalmente la temperatura mantenuta nei serbatoi si aggira sui 40°C, mentre la temperatura richiesta per l'atomizzazione è dell'ordine dei 120°C.
Dopo i riscaldatori è installata una seconda serie di filtri, detti filtri a caldo, dotati di una maglia più fine dei precedenti per bloccare anche le particelle più minute; a valle di questi inizia il montante nafta che, attraverso le apparecchiature di controllo e di regolazione (contatore volumetrico, valvola di regolazione, valvola di blocco), alimenta il complesso dei bruciatori.
L'atomizzazione dell'olio combustibile consiste nella sua riduzione in minutissime goccioline: essa si rende necessaria per consentire al combustibile di mescolarsi intimamente con l'aria comburente in modo da ottenere una combustione completa.
L'atomizzazione viene prodotta ad opera della testina del bruciatore e può essere ottenuta meccanicamente o per mezzo di fluidi ausiliari.
Nell'*atomizzazione meccanica a spinta diretta* la nafta, sotto l'azione delle pompe di spinta, perviene al bruciatore con una pressione molto elevata ed entra attraverso dei fori tangenziali nella camera a vortice che termina in un piccolo orificio. La posizione dei fori e il loro piccolo diametro imprimono al liquido, che giunge nella camera a vortice, un moto rotatorio: in uscita dall'orificio il liquido è sottoposto a due forze, una di direzione assiale ed una radiale, per cui si scompone in minutissime particelle che penetrano nella camera di combustione formando un getto di forma conica, più o meno allargato a seconda di quale delle due forze è prevalente.
Poiché la regolazione della portata e quindi della pressione della nafta non è possibile se non in un campo ristretto, dal momento che al diminuire della pressione diminuisce l'efficacia dell'atomizzazione, sono stati adottati *atomizzatori meccanici con ritorno*: a tale scopo è stato praticato nella camera a vortice un foro in posizione opposta a quello di uscita, comunicante con un tubo collegato a un collettore dotato di valvola di regolazione. Scopo di questo circuito, detto di ritorno, è di mantenere nella camera a vortice una portata di nafta costante, o addirittura crescente con il diminuire della portata attraverso l'ugello di uscita.
Negli *atomizzatori a polverizzazione con fluido ausiliario* l'energia necessaria per l'atomizzazione viene fornita in parte dal fluido ausiliario, che generalmente è costituito da aria in pressione o da vapore (saturo secco o leggermente surriscaldato). La costanza delle caratteristiche del getto nebulizzato viene assicurata mantenendo fissa la differenza di pressione tra il fluido ausiliario e la nafta. Il combustibile perviene all'ugello tramite un tubo centrale e assume un moto fortemente rotatorio all'ingresso dell'emulsore, dove si miscela con il fluido ausiliario che vi giunge attraversando il tubo esterno. Nell'emulsore si ha quindi la miscelazione tra i due fluidi, che fuoriescono insieme dai fori dell'ugello distributore.
In funzione della posizione assunta in camera di combustione i bruciatori si hanno due tipologie principali:

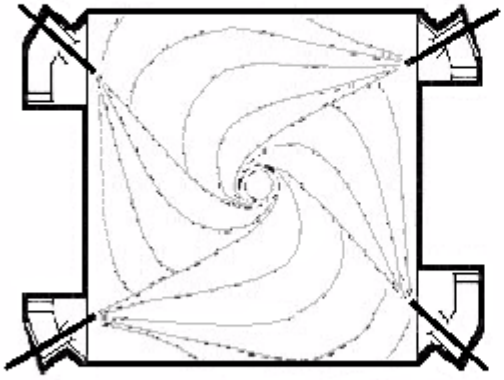
- bruciatori frontali,
- bruciatori tangenziali.

I bruciatori frontali sono collocati sulla parete anteriore della caldaia, a circa 1/3 della sua altezza, e sono disposti su un certo numero di piani orizzontali
Nelle caldaie di grande potenzialità vengono installati anche sulla parete posteriore.
Questa disposizione viene normalmente adottata nelle caldaie di costruzione Babcock & Wilcox.

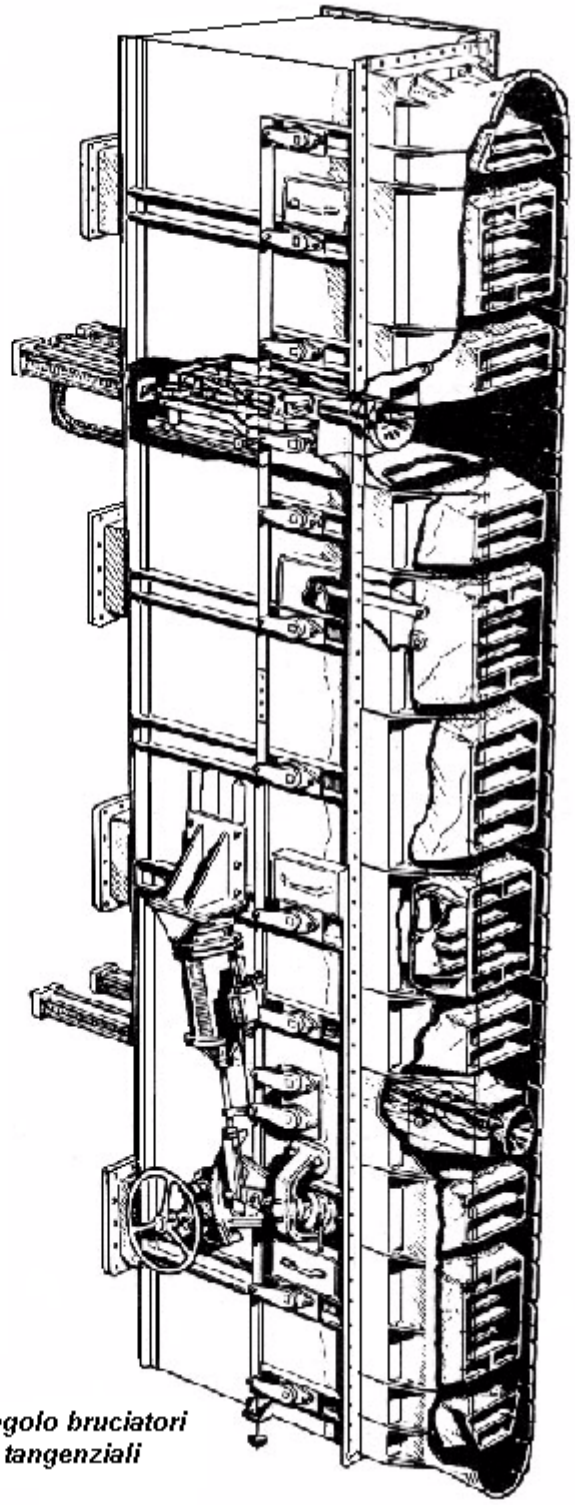


Cella di bruciatori frontali per funzionamento con olio combustibile e gas naturale

I bruciatori tangenziali, adottati nelle caldaie di costruzione Combustion Engineering, sono collocati a diverse altezze in corrispondenza degli angoli della camera di combustione e danno luogo ad un tipo di fiamma a forma di vortice (ciclone), che favorisce la miscelazione tra l'aria e il combustibile.



ciclone



angolo bruciatori tangenziali

Sussidiario a quello della nafta, vi è il circuito gasolio, con funzioni di intervento temporaneo nell'esercizio della caldaia.
Il gasolio richiede apparecchiature più semplici rispetto all'olio combustibile; essendo un distillato, consente un lungo periodo di stoccaggio senza pericolo di fondami o morchie nei serbatoi.
La sua ridotta viscosità (circa 1,16°E a 50°C) ed il basso punto di infiammabilità lo rendono particolarmente adatto nelle fasi di accensione della caldaia, quando questa è ancora fredda (infatti in tale condizione la combustione a nafta sarebbe particolarmente difficoltosa, con formazione di una forte quantità di incombusti).
Inoltre il gasolio non richiede nessun preriscaldamento per il pompaggio e l'atomizzazione.
In aggiunta a questi vantaggi, il gasolio offre maggiori garanzie rispetto alla nafta sotto l'aspetto ecologico, in quanto, oltre ad assicurare una combustione più completa e priva di residui, contiene anche una ridotta percentuale di zolfo, il che significa minore quantità di anidride solforosa scaricata nell'atmosfera.
Tuttavia l'impiego di gasolio per la produzione di energia elettrica è quanto mai limitato poiché il suo prezzo non è competitivo rispetto a quello della nafta, ed inoltre il quantitativo disponibile sul mercato non sarebbe sufficiente a soddisfare l'enorme richiesta.
Normalmente il circuito gasolio comprende due sistemi:

- gasolio per le torce pilota,
- gasolio per bruciatori di primo avviamento.

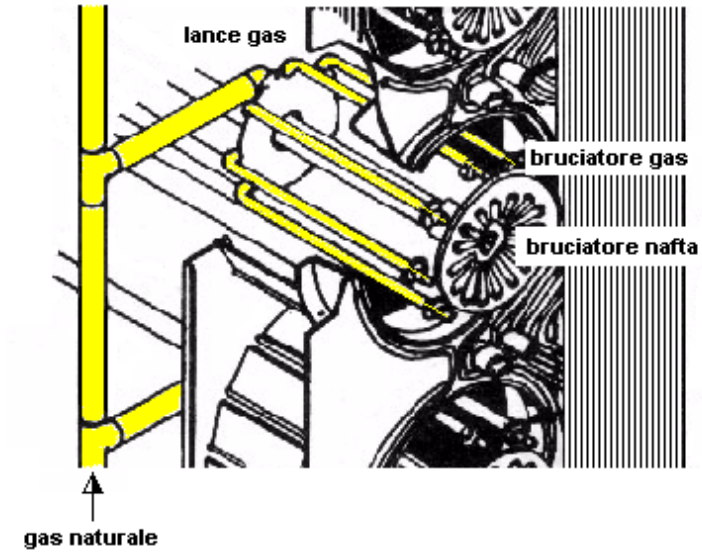
Le torce pilota sono piccoli bruciatori, disposti accanto ai bruciatori principali, che vengono accesi prima dell'accensione o dello spegnimento dei bruciatori principali, consentendo la stabilità della fiamma.
I bruciatori di primo avviamento sono bruciatori che vengono inseriti ai piani bassi di caldaia nelle operazioni di prima accensione da freddo.
Il rifornimento del gasolio alle centrali viene effettuato tramite autobotti e lo stoccaggio è realizzato con l'impiego di serbatoi a tetto fisso, privi di riscaldamento, della capacità di $100 \div 500$ m^3.

2.2.3. Combustibili gassosi

Il combustibile gassoso utilizzato negli impianti termoelettrici è soprattutto il gas naturale.
Esso è una miscela di idrocarburi della serie del metano. E' presente nel sottosuolo ad elevata pressione (100÷150 kg/cm^2); dopo l'estrazione viene decompresso ad una pressione di 50÷80 kg/cm^2 ed immesso a pressione costante nella rete di distribuzione.
La composizione media in volume del gas naturale, comunemente denominato metano, è la seguente:

- metano (CH_4) 95,8%
- etano (C_2H_6) 3,0%
- propano (C_3H_8) 0,5%
- butano (C_4H_{10}) 0,1%
- azoto (N_2) 0,6%
- zolfo (S) tracce
- p.c.i. a 15°C e 760 mmHg 8.250 kcal/Nm^3 circa

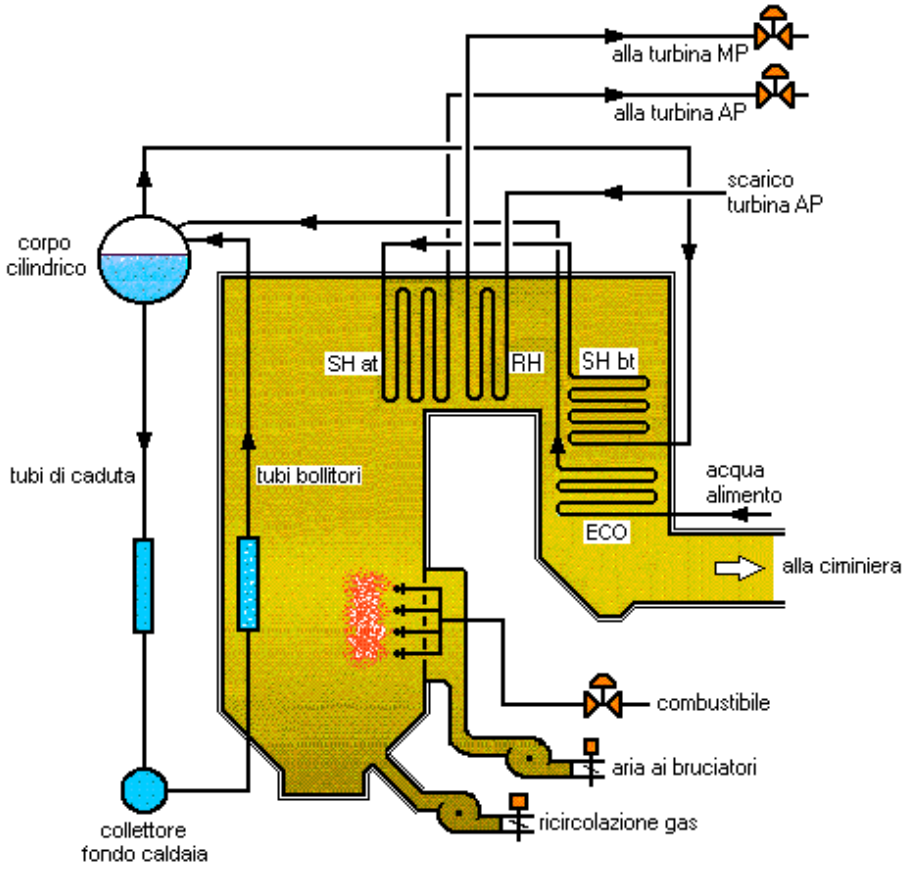
Un metro cubo di gas naturale equivale, rapportando i poteri calorifici, a circa 1,2 kg di carbone e 0,85 kg di olio combustibile.
La fornitura di gas naturale alle centrali avviene tramite gasdotto. Non essendovi possibilità di accumulo, il gas deve essere fornito con una certa regolarità e la centrale deve mettere a punto precisi programmi di funzionamento per essere in grado di utilizzare il quantitativo concordato.
Il gas in arrivo alla centrale, prima di essere utilizzato, deve subire una decompressione che normalmente avviene in due salti. L'impianto di centrale è quindi costituito da due cabine di riduzione. Tra le due cabine è inserita la misura di portata, che è realizzata mediante un diaframma collegato a strumenti registratori. La misura convenzionalmente deve avvenire alla temperatura di 15°C, pertanto la cabina del primo salto dispone di riscaldatori a vapore con regolazione automatica della temperatura. Dalla cabina di riduzione del secondo salto il metano è inviato alle cabine di smistamento delle caldaie, che comprendono le valvole di blocco, le valvole di regolazione della portata e le valvole di intercettazione del gas ai bruciatori.



I bruciatori a gas, negli impianti termoelettrici, sono molto spesso accostati a bruciatori ad olio e talvolta anche a carbone: si tratta evidentemente di impianti policombustibili, che hanno la possibilità di bruciare combustibili diversi a seconda delle circostanze.
Per quanto riguarda i bruciatori a gas, un buon sistema è quello di immettere il gas in camera di combustione attraverso numerosi fori praticati alla periferia di un anello immerso nel flusso dell'aria comburente. Praticamente questo sistema viene realizzato collegando una serie di iniettori ad un distributore toroidale e dotando i singoli iniettori di più fori orientati.

3. Generatori di vapore

Il generatore di vapore, comunemente detto caldaia, ha la funzione di trasformare l'energia posseduta dal combustibile in energia termica e di trasmetterla al fluido, inizialmente allo stato liquido (acqua alimento), in modo da trasformarlo in vapore con determinate caratteristiche di pressione e di temperatura.



Le caldaie possono essere classificate secondo diversi criteri.
In base al modo di installazione, si distinguono in caldaie fisse, semifisse e mobili. Le caldaie fisse sono quelle che, costituendo unità grande e complessa, non possono essere trasportate senza demolire, sia pure parzialmente, l'impianto. Le caldaie semifisse, di solito di potenzialità limitata, sono quelle che, al contrario, sono eventualmente interamente trasportabili. Le caldaie mobili sono invece montate su basamento mobile e solitamente forniscono esse stesse la potenza necessaria per il movimento, come nel caso delle locomotive ferroviarie o delle caldaie installate sulle navi.
In funzione del combustibile impiegato, si hanno caldaie ad olio combustibile, a carbone, a metano, a gas di scarico (recupero da forni), ecc.
A seconda del sistema di alimentazione dell'aria comburente e di scarico dei fumi, si hanno caldaie a tiraggio naturale, meccanico pressurizzato, aspirato, bilanciato.
La pressione del vapore prodotto, se inferiore o superiore alla pressione critica, distingue le caldaie subcritiche da quelle ipercritiche.
Infine la disposizione relativa dei fluidi in caldaia differenzia le caldaie a tubi di fumo (gas caldi della combustione circolanti nei tubi e acqua all'esterno di essi) da quelle a tubi d'acqua (acqua circolante nei tubi investiti all'esterno dai gas caldi).
Tutto il complesso di una caldaia di grande potenzialità è sostenuto dall'alto da un telaio metallico, che ne consente la libera dilatazione verso il basso. Dal telaio sono pure sostenuti i piani, le scale, la copertura.

I dati che caratterizzano una caldaia sono:

- *potenzialità*: è la portata di vapore prodotta, espressa in t/h;
- *superficie di riscaldamento*: è l'area interposta fra i prodotti della combustione ed il fluido da riscaldare ed è espressa in m^2;
- *pressione di esercizio*: è la pressione nominale di funzionamento, espressa in bar o kg/cm^2;
- *pressione di timbro*: è la pressione di progetto ed è indicata nel bollo impresso sul generatore;
- *temperatura di esercizio*: è la temperatura del vapore in uscita dalla caldaia, espressa in °C;
- *carico termico superficiale*: rappresenta le calorie che vengono assorbite in un'ora da un metro quadrato di superficie di riscaldamento ed è espresso in $kcal/m^2 \cdot h$;
- *carico termico volumetrico*: è rappresentato dalle calorie prodotte in un'ora in un metro cubo di camera di combustione ed è espresso in $kcal/m^3 \cdot h$;
- *rendimento di caldaia*: è dato dal rapporto fra le calorie fornite dalla caldaia al fluido e le calorie sviluppate dalla combustione.

$$\eta = \frac{Q_2}{Q_1}$$

La quantità di calore Q_1 fornita alla caldaia dal processo di combustione è espressa dalla portata di combustibile G_c per il suo potere calorifico inferiore pci:

$$Q_1 = G_c \cdot pci$$

La quantità di calore Q_2 fornita dalla caldaia al fluido, nel caso di una caldaia a surriscaldamento e risurriscaldamento, è espressa dalle portate di vapore in uscita moltiplicate per le rispettive differenze di entalpia:

$$Q_2 = G_{SH} \cdot (h_{SH} - h_a) + G_{RH} \cdot (h_{RHc} - h_{RHf})$$

dove:

G_{SH}	portata vapore surriscaldato (= portata acqua alimento)
G_{RH}	portata vapore risurriscaldato
h_{SH}	entalpia vapore surriscaldato
h_a	entalpia acqua alimento ingresso economizzatore
h_{RHc}	entalpia vapore risurriscaldato caldo (uscita caldaia)
h_{RHf}	entalpia vapore risurriscaldato freddo (entrata caldaia)

Il rendimento di caldaia può essere determinato utilizzando due diverse metodologie:

- metodo diretto,
- metodo indiretto.

Nel metodo diretto si determinano Q_1 e Q_2 e quindi il rapporto Q_2/Q_1.
Nel metodo indiretto si determinano invece le singole perdite e il rendimento è dato da:

$$\eta = 100\% - \Sigma \text{ perdite}(\%)$$

Come si può notare, per una accurata determinazione del calore Q_1 prodotto dalla combustione e del calore Q_2 trasferito dalla caldaia al fluido, è richiesta la conoscenza delle portate del combustibile, del vapore surriscaldato e del vapore risurriscaldato. Le misure di portata, come si sa, sono affette da errori significativi, che influenzano notevolmente il calcolo del rendimento di caldaia che è di per sé molto elevato e superiore al 90%.
Ne segue che il rendimento determinato con il metodo diretto è meno preciso della misura delle perdite; perciò, nella pratica comune, si preferisce adottare il metodo indiretto.

Le norme ASME (American Society of Mechanical Engineers) prendono in considerazione le seguenti perdite:

- perdita di calore nei fumi secchi, detta anche perdita per calore sensibile nei fumi al camino,
- perdita di calore per acqua nel combustibile,
- perdita di calore per umidità nell'aria comburente,
- perdita di calore per vapore d'acqua prodotto dalla combustione dell'idrogeno contenuto nel combustibile,
- perdita di calore per incombusti nei fumi,
- perdita di calore per irraggiamento verso l'esterno.

Per determinare queste perdite[18] è necessario effettuare l'analisi elementare del combustibile (percentuali in peso di carbonio, idrogeno, zolfo, ossigeno, azoto, acqua, ceneri e potere calorifico inferiore), l'analisi dei gas combusti (percentuali in volume di ossigeno, anidride carbonica e ossido di carbonio contenuti nei gas all'uscita dei preriscaldatori d'aria) e misurare la temperatura dell'aria sulla mandata dei ventilatori e la temperatura dei gas all'uscita dei preriscaldatori d'aria.
Conoscendo tali parametri, si determinano tutte le perdite[19] tranne quelle per irraggiamento, che vengono ricavate da appositi diagrammi allegati alle norme ASME (i diagrammi sono dati in funzione delle pareti schermate con tubi d'acqua, della produzione nominale oraria di calore della caldaia e della sua produzione effettiva nelle condizioni di prova).

Le caldaie utilizzate negli impianti moderni per la produzione di energia elettrica sono unicamente quelle che utilizzano l'irraggiamento diretto del calore dal focolare ai tubi d'acqua e sono capaci di elevate produzioni specifiche di vapore.
Sono costituite essenzialmente da una grande camera di combustione, completamente rivestita (schermata) da tubi nei quali circola l'acqua che si riscalda ed evapora.
I gas di combustione passano poi nelle zone dove il calore è scambiato per convezione, incontrando via via le serpentine del surriscaldatore, risurriscaldatore ed economizzatore.

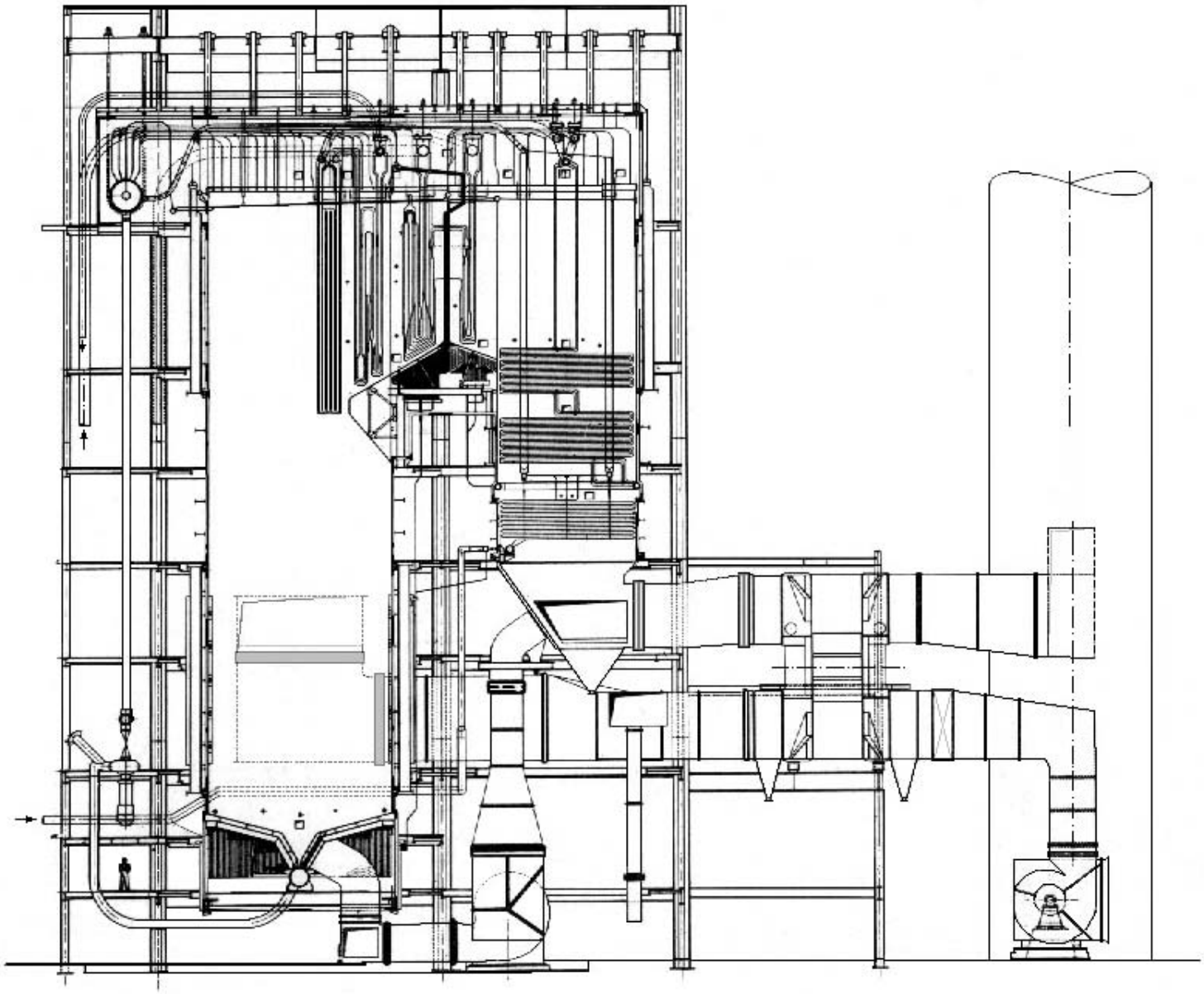
[18] In un generatore di vapore ad olio combustibile e gas naturale da 320 MW elettrici le perdite percentuali sono le seguenti:

• *Perdita per fumi secchi*	*~3÷5%*
• *Perdita per combustione idrogeno*	*~0,4%*
• *Perdita per incombusti*	*~0,01%*
• *Perdita per irraggiamento*	*~0,2÷0,5%*
Totale perdite	**~4÷6%**

[19] Ad esempio, la perdita di calore nei fumi secchi si determina calcolando il peso dei gas per kg di combustibile.
Il peso dei fumi secchi è derivato dall'analisi dei gas combusti e dal carbonio e zolfo bruciati per kg di combustibile (non si considera l'idrogeno contenuto nel combustibile e il vapor d'acqua prodotto dalla combustione di detto idrogeno perché tali parametri intervengono nel calcolo delle relative perdite).
Risulta quindi:

$$\text{peso fumi secchi} = \frac{4CO_2 + O_2 + 700}{3 \cdot (CO_2 + CO)} \left(\frac{C}{100} + \frac{S}{267} \right) + \frac{S}{160}$$

$$\textit{perdita per fumi secchi} = \text{peso fumi secchi} \cdot \frac{c_p \cdot (t_g - t_a) \cdot 100}{pci}$$



Generatore di vapore C.E. a circolazione controllata

Potenza elettrica	*320 MW*
Portata vapore SH	*1050 t/h*
Pressione vapore SH	*170 bar*
Temperatura vapore SH/RH	*538°/538°C*

Il calore Q_e introdotto in camera di combustione nell'unità di tempo è dato da:

$$Q_e = G_a \int_0^{t_a} c_a \cdot dt + G_c \cdot pci$$

G_a portata di aria in peso (kg/h),
c_a calore specifico dell'aria a pressione costante (kcal/kg·°C),
t_a temperatura dell'aria comburente all'ingresso in camera di combustione (°C),
G_c portata del combustibile (kg/h),
pci potere calorifico inferiore del combustibile.

Il calore contenuto nei prodotti della combustione in assenza di scambi con l'esterno sarà uguale al precedente e sarà pari a:

$$Q_e = G_f \int_0^{t_f} c_f \cdot dt$$

G_f portata in peso dei fumi (kg/h),
t_f temperatura dei fumi prodotti nella combustione (°C),
c_f calore specifico dei fumi (kcal/kg·°C).

La combustione perfetta con l'aria in quantità stechiometrica dà una temperatura dei fumi di circa 2.000°C; la combustione con gli eccessi d'aria impiegati nelle caldaie moderne (circa 5%) dà invece temperature di 1.600÷1.800°C.
Se ora consideriamo lo scambio termico con le pareti della camera di combustione, avremo un raffreddamento dei fumi il cui calore viene in parte usato per riscaldare e vaporizzare l'acqua circolante nei tubi. I fumi all'uscita della camera di combustione hanno ancora una temperatura assai elevata (1.000÷1.200°C) ed incontrano via via i surriscaldatori di media e di alta temperatura, il risurriscaldatore, il surriscaldatore di bassa temperatura e l'economizzatore.

Considerazioni di carattere economico e termodinamico hanno indotto i costruttori a produrre generatori di vapore con potenzialità, pressioni e temperature sempre maggiori.
L'adozione di valori standard, che è stata richiesta dall'ENEL ai costruttori, è stata dettata da molteplici considerazioni in quanto le condizioni del vapore e le caratteristiche del macchinario principale e ausiliario erano ormai da tempo assestate.

Potenza sezione termoel. *MW*	*Pressione vapore SH* *ate*	*Temperatura vapore SH* *°C*	*Temperatura vapore RH* *°C*	*Temperatura acqua alimento* *°C*
160	146	540	540	253
320	178	540	540	292
660	258	540	540	294

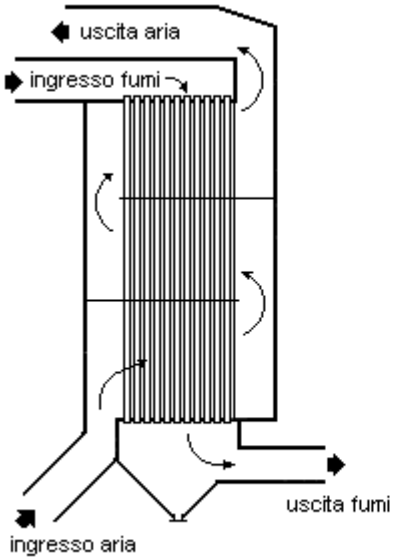
L'adozione di tali valori ha consentito di costruire le caldaie e tutto il macchinario di centrale partendo da basi già ampiamente sperimentate, con il risultato di ottenere una buona affidabilità e ridurre le ore di indisponibilità degli impianti.

La costituzione di una generica caldaia può essere illustrata individuando due circuiti ben distinti: il circuito che riguarda l'aria e i prodotti della combustione (circuito aria-gas) ed il circuito relativo all'acqua e al vapore (circuito acqua-vapore).

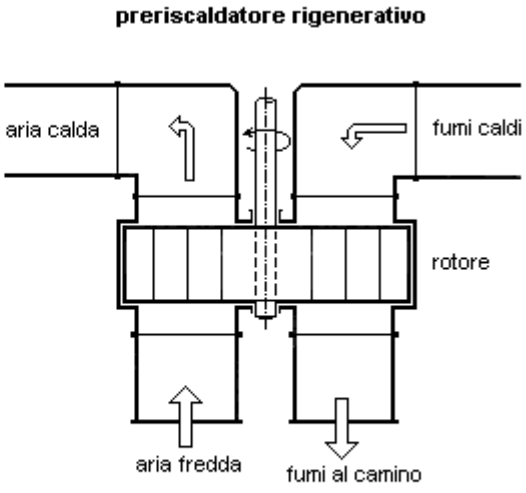
3.1. Circuito aria-gas

I principali componenti del circuito aria-gas sono:

- *i ventilatori aria* (VA), che hanno il compito di inviare in caldaia il quantitativo di aria necessario affinché sia realizzabile la completa combustione del combustibile.
  I ventilatori impiegati sono centrifughi di tipo radiale, costituiti dalla girante con il mozzo, dal boccaglio di aspirazione e dalla chiocciola.
  La regolazione della portata può essere effettuata con vari sistemi: più usato è l'impiego di serrande costituite da palette direttrici ad inclinazione variabile, poste sull'aspirazione del ventilatore, oppure di distributori a palette orientabili sistemati sulla bocca aspirante. L'inclinazione degli elementi costituenti le serrande di regolazione produce una resistenza addizionale ed il ventilatore, dovendo funzionare ad una pressione maggiore, riduce la sua portata. La regolazione può anche essere effettuata, con miglior rendimento, variando il numero di giri del motore elettrico alimentato a frequenza variabile.
- *i preriscaldatori dell'aria*, che hanno il compito di riscaldare l'aria comburente a spese del calore contenuto nei fumi all'uscita della caldaia.
  Il preriscaldamento dell'aria migliora sostanzialmente il processo della combustione e diminuisce le perdite per incombusti, aumenta il carico termico specifico della camera di combustione con conseguente aumento della capacità di vaporizzazione del generatore a parità di superfici di scambio. Rende inoltre possibile l'impiego di combustibili di qualità inferiore, i quali a causa della bassa volatilità o del basso potere calorifico non possono bruciare bene con aria al di sotto di una certa temperatura.

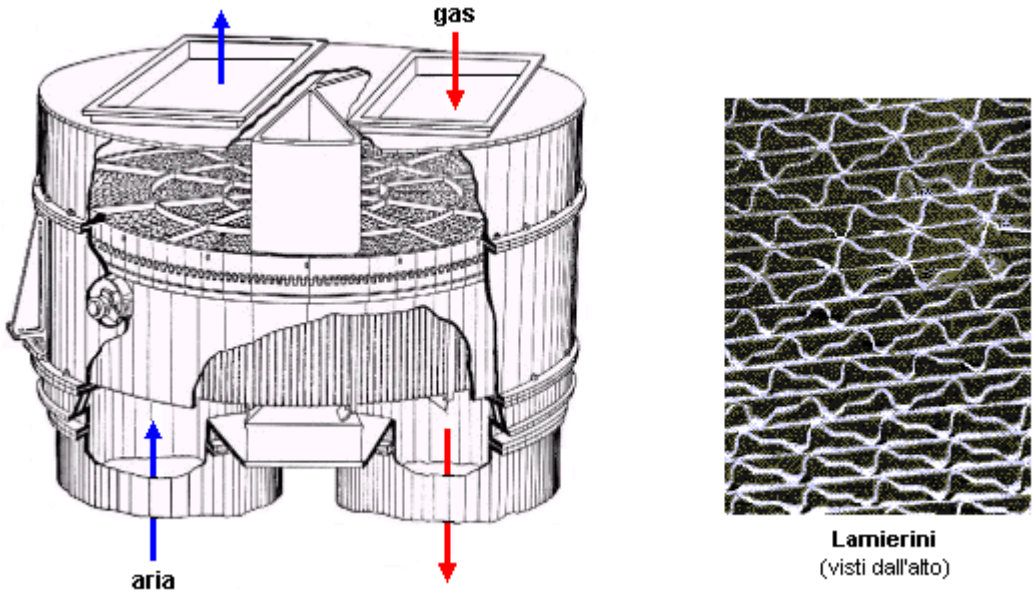


preriscaldatore statico



I preriscaldatori si dividono in due grandi categorie secondo il principio sul quale sono basati: preriscaldatori ricuperativi e preriscaldatori rigenerativi.
Quelli di tipo ricuperativo sono statici e hanno superfici di scambio costituite da piastre o tubi.

La quantità di calore trasmessa dipende dalle temperature in gioco, dalla conduttività termica dei materiali, dalla resistività dei depositi: tutti fattori il cui effetto complessivo è di richiedere notevoli superfici di scambio e ampie dimensioni dell'apparecchiatura.
I preriscaldatori d'aria di tipo rigenerativo sono costituiti da un rotore cilindrico, suddiviso da lamiere diametrali in vari settori entro i quali sono inseriti verticalmente a pacchi (cestelli) moltissimi lamierini metallici ondulati, in modo da creare un'ampia superficie di scambio termico. Il rotore è posto in lenta rotazione ed espone i cestelli alternativamente ad entrambi i fluidi, gas e aria. I cestelli, passando nella zona dei gas, accumulano calore che cedono successivamente all'aria, quando passano nella zona di quest'ultima.
Sono predisposti sistemi di tenuta fra le parti rotanti e le parti fisse, per evitare il più possibile trafilamenti di aria verso la zona attraversata dai gas.
I preriscaldatori rigenerativi hanno trovato largo impiego per il duplice motivo di realizzare grandi superfici con minimo ingombro e di essere costruiti in sezioni (settori e cestelli) facilmente estraibili e sostituibili.



Riscaldatore d'aria Ljungström

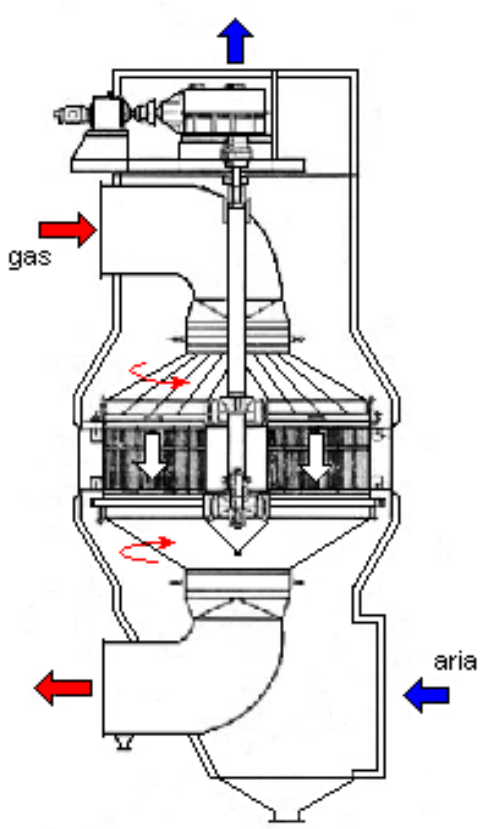
Nella parte più fredda dei preriscaldatori d'aria si possono raggiungere temperature prossime al punto di rugiada acido, in corrispondenza del quale l'anidride solforica, formatasi per ossidazione di parte dell'anidride solforosa prodotta nella combustione, si combina con l'acqua di condensazione e forma l'acido solforico, particolarmente dannoso per le corrosioni di cui è responsabile.
Tali condizioni si possono verificare nella zona di uscita gas - ingresso aria, ove la temperatura del metallo del preriscaldatore è data dalla media delle temperature dei due fluidi:

$$T_m = \frac{T_{uscita\ \ gas} + T_{ingresso\ \ aria}}{2}$$

Durante l'esercizio è dunque necessario fare in modo che T_m sia superiore al punto di rugiada acido, che dipende dal tipo di combustibile impiegato e dall'eccesso d'aria.
Per aumentare T_m si potrebbero scaricare i gas a temperature maggiori, ma questo significherebbe disperdere del calore all'atmosfera a danno del rendimento della caldaia; si

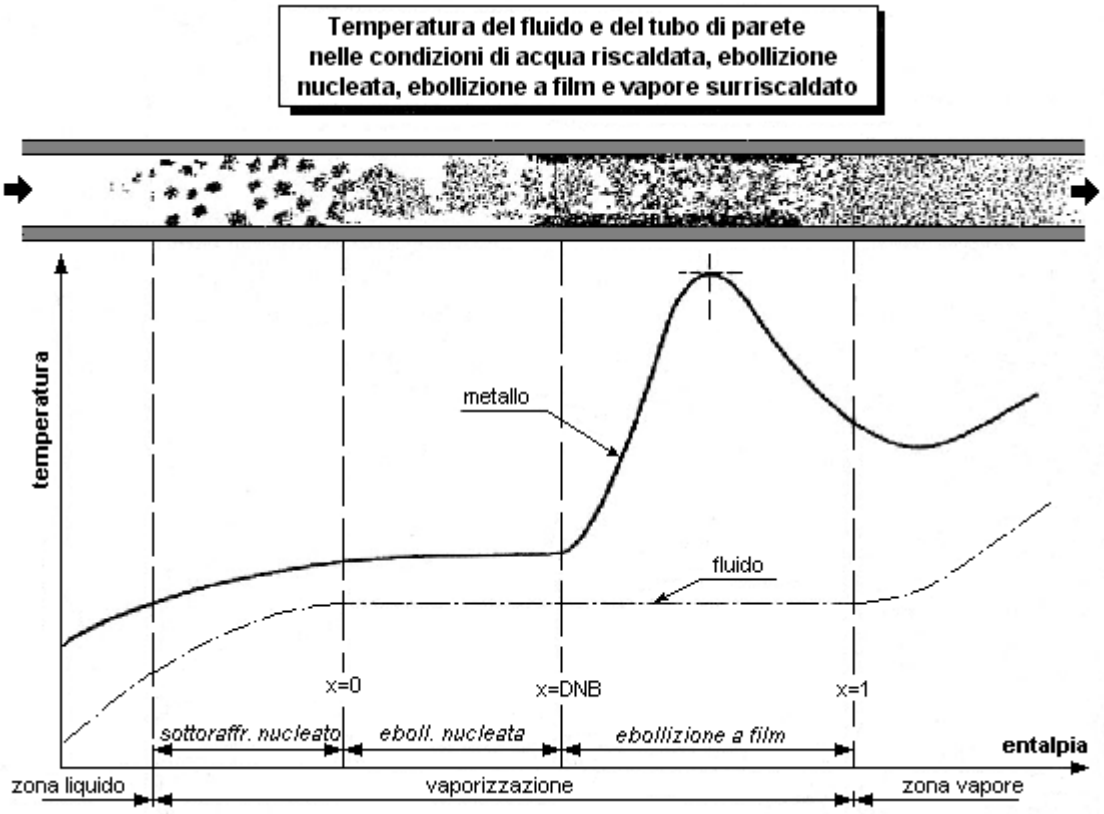
preferisce allora riscaldare preventivamente l'aria comburente con l'impiego di un riscaldatore d'aria a vapore (RAV), con il quale si regola la temperatura dell'aria al valore conveniente.
I preriscaldatori di tipo rotativo più usati sono i Ljungström.
Essi sono formati da un cilindro, suddiviso da lamiere laterali in vari settori entro i quali vengono inseriti dei lamierini ondulati in senso verticale, in modo da creare un'ampia superficie che sarà il mezzo di trasporto del calore dai fumi all'aria.
Questo tamburo ruota lentamente (2÷3 giri/min) in una cassa circolare che per metà è attraversata dai gas uscenti dalla caldaia e per l'altra metà dall'aria comburente.
Ruotando, i lamierini passano dapprima attraverso il flusso dei gas e si riscaldano; poi passano attraverso il flusso dell'aria a cui cedono il calore accumulato.
Sono naturalmente predisposti dei sistemi di tenuta fra parti rotanti e parti fisse (tenute radiali, circonferenziali e assiali).

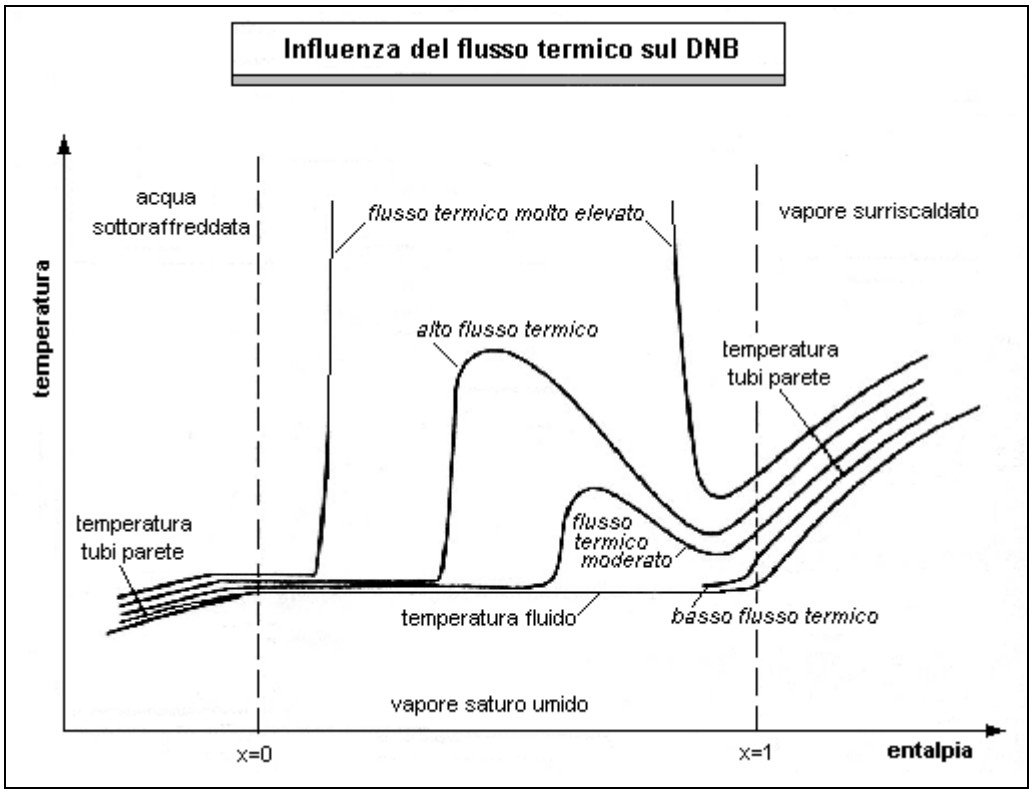
Un altro tipo di preriscaldatore rigenerativo è il riscaldatore d'aria Rothemuhle.



Esso ha la particolarità di avere fermo il tamburo contenente gli elementi di scambio del calore, mentre viene effettuata la rotazione dei flussi dell'aria e dei fumi.
Il tamburo è suddiviso in un grande numero di settori ed è raccordato al condotto discendente dei gas.
Sulle due superfici del tamburo sono appoggiati due distributori con sezione a V contrapposta, la cui parte centrale è collegata a mezzo di condotti circolari con il circuito dell'aria.
Poiché i due distributori ruotano in sincronismo perché collegati a mezzo di un asse, si ottiene un alternarsi di aria fredda e gas caldi attraverso i singoli settori e quindi un passaggio di calore dai gas all'aria.
Anche in questo tipo di riscaldatore sono predisposti dei sistemi di tenuta tra parti rotanti e parti fisse ed è previsto l'impiego di materiale ceramico nel lato freddo.

- *i condotti e le casse aria dei bruciatori*, che portano l'aria comburente nella zona della combustione.
  I condotti di uscita dell'aria calda dai preriscaldatori sono collegati tra loro per mezzo di un condotto di equilibrio, prima di giungere alle casse d'aria dei bruciatori.
  Nelle caldaie B&W ciascun bruciatore che attraversa le casse aria dispone di aperture di forma anulare provviste di serrande regolabili, dette registri dell'aria, attraverso le quali l'aria passa dalle casse alla camera di combustione.
  Nelle caldaie C.E. l'aria che giunge alle casse aria bruciatori viene suddivisa in aria primaria ed aria secondaria tramite una serie di serrande. L'aria primaria è quella che viene immessa intorno alla fiamma; l'aria secondaria è invece quella che viene immessa tra un piano e l'altro di bruciatori.
- *la camera di combustione*, che è la parte di caldaia in cui l'aria si miscela con il combustibile provocando una reazione chimica di ossidazione, comunemente denominata combustione.
  In essa le fiamme scambiano calore per irraggiamento con le pareti, costituite dai tubi bollitori.
  I tubi bollitori sono quelli nei quali si verifica totalmente o in parte il cambiamento di stato dell'acqua.
  Considerato un tubo verticale, percorso in verso ascendente da acqua in condizioni di pressione, temperatura e portata costanti all'ingresso e sottoposto a un flusso termico costante secondo la sua lunghezza, si possono identificare, nel caso di valori di pressione inferiori alla pressione critica, tre grandi zone che caratterizzano la trasformazione liquido-vapore: la prima di sola fase liquida, la seconda di coesistenza della fase liquida e della fase vapore, la terza di sola fase vapore. Il processo di vaporizzazione si verifica all'interno della zona bifase, che si può ulteriormente suddividere in due parti, di cui la prima caratterizzata dal processo di ebollizione a nuclei e la seconda da quello di ebollizione pellicolare o a film. Infatti le bolle di vapore, che si formano lungo la parete interna del tubo, migrano verso l'interno della massa liquida dove condensano velocemente cedendo il loro calore latente: ne risulta, nello strato limite, una elevata turbolenza che favorisce lo scambio termico; in questa zona la temperatura del metallo si mantiene leggermente al di sopra della temperatura di saturazione del fluido.
  Proseguendo verso l'alto, le bolle non vengono riassorbite dalla massa liquida, ma tendono ad aggregarsi, formando tasche di vapore che scorrono al centro di un anello liquido che lambisce le pareti interne del tubo. In seguito, la continuità dell'anello liquido viene interrotta dalla formazione di vapore, che finisce col costituire un film continuo di vapore che si muove lungo la parete del tubo con una velocità sensibilmente più bassa della velocità media del fluido: il coefficiente di scambio termico risulta notevolmente diminuito e causa un considerevole aumento della temperatura del metallo, che può raggiungere valori pericolosi per la resistenza del materiale.
  In seguito, per effetto dell'aumento del titolo del vapore e di conseguenza della velocità media della miscela, la situazione tende a migliorare e la temperatura del metallo a diminuire.
  Il punto critico è individuato come punto DNB (*departure from nucleate boiling*) e rappresenta il titolo critico a cui si presenta il fenomeno di ebollizione a film.


Temperatura del fluido e del tubo di parete nelle condizioni di acqua riscaldata, ebollizione nucleata, ebollizione a film e vapore surriscaldato
temperatura
metallo
fluido
x=0
x=DNB
x=1
sottoraffr. nucleato
eboll. nucleata
ebollizione a film
entalpia
zona liquido
vaporizzazione
zona vapore


Influenza del flusso termico sul DNB
temperatura
acqua sottoraffreddata
flusso termico molto elevato
vapore surriscaldato
alto flusso termico
temperatura tubi parete
temperatura tubi parete
flusso termico moderato
temperatura fluido
basso flusso termico
vapore saturo umido
x=0
x=1
entalpia

Si nota come, a parità di tutte le altre variabili (pressione, velocità massica, diametro dei tubi), passando ad elevati flussi termici il punto DNB viene raggiunto a titoli di vapore più bassi e il picco di temperatura del metallo raggiunge valori più elevati.
Al fenomeno i costruttori ovviano adottando nella zona critica materiali di più elevate caratteristiche e tubi con rigatura elicoidale interna.

I fumi, che risalgono la camera di combustione e possiedono una temperatura molto elevata, giungono poi in corrispondenza di quell'insieme di tubi che, partendo dalla parete posteriore, formano una rientranza, detta naso, che scherma dall'irraggiamento i tubi pendenti del surriscaldatore finale e del risurriscaldatore. La brusca diminuzione di sezione della camera di combustione, provocata dal naso, ha anche lo scopo di incrementare la velocità e la turbolenza dei gas, favorendo la combustione di eventuali incombusti e migliorando la trasmissione del calore per convezione.
Dopo il naso i gas entrano nel condotto orizzontale, cedendo calore al surriscaldatore di media e di alta temperatura e al risurriscaldatore.
All'uscita del condotto orizzontale i fumi deviano nuovamente, scendendo attraverso il condotto verticale o posteriore, dove sono posizionati il surriscaldatore di bassa temperatura e l'economizzatore.
Infine escono dalla caldaia e attraversano i preriscaldatori d'aria, cedendo calore all'aria comburente che percorre gli stessi in senso inverso.
Dal momento che i fumi trasportano in sospensione una certa quantità di particelle solide (incombusti e residui della combustione), prima di essere inviati alla ciminiera ed essere dispersi nell'atmosfera essi subiscono una depurazione ad opera dei depolverizzatori o precipitatori elettrostatici, i quali trattengono gran parte delle polveri presenti, che vengono raccolte in tramogge ed in seguito asportate.

La ciminiera o camino rappresenta il tratto finale del percorso dei prodotti della combustione.
La sua funzione è quella di innalzare il pennacchio dei fumi ad una quota tale da assicurarne una buona dispersione nell'atmosfera: deve quindi possedere buone doti di tiraggio ed un'elevata altezza. La diffusione nell'atmosfera dei fumi prodotti dalla combustione e la concentrazione dei relativi inquinanti al livello del suolo sono governate dalle leggi sulla diffusione dei gas, la cui applicazione nei casi pratici è complicata dall'influenza di azioni meteorologiche variabili e non facilmente valutabili. Si deve tenere conto, in primo luogo, dell'effetto spinta dovuto alla velocità di sbocco dei fumi dal camino (per la presenza dei ventilatori aria e degli aspiratori gas) e alla differenza di temperatura tra i fumi e l'aria, fattori che determinano una sopraelevazione del pennacchio rispetto alla sommità del camino. Sulla spinta influiscono inoltre fattori meteorologici e in particolare la velocità del vento alla quota di sbocco.
Esistono formule di calcolo della sopraelevazione suddetta (ad esempio la formula di Bryant e Davidson[20]).
In particolare nella Valle Padana, per la sua situazione morfologica e ambientale, si riscontrano normalmente sopraelevazioni del pennacchio multiple di alcune volte l'altezza della ciminiera.
Determinata così la conformazione del pennacchio all'uscita della ciminiera, va presa in considerazione la diffusione vera e propria dei gas nell'atmosfera circostante, anch'essa influenzata

20 $$\frac{\Delta h}{d} = \left(\frac{v_f}{v_a}\right)^{\frac{1}{4}} \left(1 + \frac{t_f - t_a}{t_f}\right)$$

ove Δh è la sopraelevazione del pennacchio, d è il diametro del camino, v_f, t_f, v_a, t_a sono le velocità e le temperature rispettivamente dei fumi e dell'aria.

dalla velocità del vento, dalla turbolenza dovuta alla presenza di moti verticali e dalla densità dell'aria (fattori questi ultimi che dipendono dal gradiente termico verticale).
La distanza a cui il lembo inferiore del pennacchio lambisce il suolo è naturalmente funzione della velocità del vento e può raggiungere per piccole velocità, quali si riscontrano in Valle Padana, valori anche superiori a 20 volte l'altezza della ciminiera.
Come già detto, la dispersione del pennacchio è grandemente influenzata dal gradiente termico esistente negli strati bassi dell'atmosfera. Con gradiente negativo verso l'alto (adiabatico e superadiabatico) viene favorito l'innalzamento del pennacchio; per contro l'atmosfera diviene instabile ed il pennacchio è soggetto a sbandamenti in senso verticale. Con gradiente nullo o positivo verso l'alto (fenomeno dell'inversione) l'innalzamento del pennacchio viene contrastato; per contro la presenza di aria più fredda in basso impedisce il ritorno dei fumi verso terra ed il pennacchio assume un andamento filante.
Sovente il gradiente termico subisce un'inversione in quota, passando da positivo a negativo. Alla quota di inversione si crea uno strato stabile che funge da barriera al passaggio dei fumi che, così intrappolati, si addensano e si diffondono verso il suolo. E' questa l'origine della cappa di fumi che si nota sopra le città e le zone industriali.
Se invece il pennacchio riesce a bucare lo strato stabile, i fumi si diffondono verso l'alto, raggiungendo un grado di diluizione molto elevato.
Altezza delle zone di inversione e formazione degli strati stabili sono oggetto di continua osservazione e studio. Ai fini pratici è importante fare delle previsioni sulle condizioni di stabilità dell'atmosfera. All'uopo molto utile è la classificazione del grado di turbolenza dell'aria, effettuata in funzione del grado di irraggiamento solare e della velocità del vento (classificazione di Pasquill).
E' possibile costruire un modello matematico dello spazio interessato alla presenza della centrale termoelettrica, in modo da poter prevedere l'evolversi di una situazione sfavorevole sulla base delle misure che vengono eseguite con continuità in diverse stazioni di rilevamento. Si possono così disporre in tempo utile opportuni provvedimenti per contenere il contributo al suolo di sostanze inquinanti entro limiti consentiti.
Per i grossi impianti l'altezza delle ciminiere è sovente superiore a 200 metri.
La grande altezza del camino pone problemi di costruzione, dovendosi tener conto, per la stabilità, anche delle dilatazioni longitudinali e delle differenze di temperatura tra parete interna ed esterna.
Le soluzioni ricorrenti sono camini con canna esterna portante in cemento armato e canne multiple interne (una per ogni generatore di vapore) in acciaio o costituite di mattoni refrattari antiacidi.
La ciminiera pluricanna fa sì che la gran massa dei fumi scaricati ne facilita l'innalzamento perché riduce l'effetto frenante e raffreddante dell'aria che li avvolge.

Riferendosi al circuito aria-gas è ancora da notare che le caldaie si dividono in due gruppi:

- caldaie pressurizzate,
- caldaie in depressione o a tiraggio bilanciato.

All'interno delle prime regna una pressione superiore a quella atmosferica, dovuta ai ventilatori aria che mantengono una leggera sovrapressione lungo tutti i condotti dell'aria e dei gas fino alla ciminiera.

Nel tipo a tiraggio bilanciato la pressione nella caldaia è inferiore a quella atmosferica: ciò è dovuto al fatto che i ventilatori spingono esclusivamente l'aria nel primo tratto del circuito; successivamente prevale l'azione aspirante dei ventilatori indotti (aspiratori gas), che sono sistemati all'uscita della caldaia a valle dei preriscaldatori e che mantengono in leggera depressione la camera di combustione.

A favore del sistema pressurizzato ci sono i seguenti vantaggi:

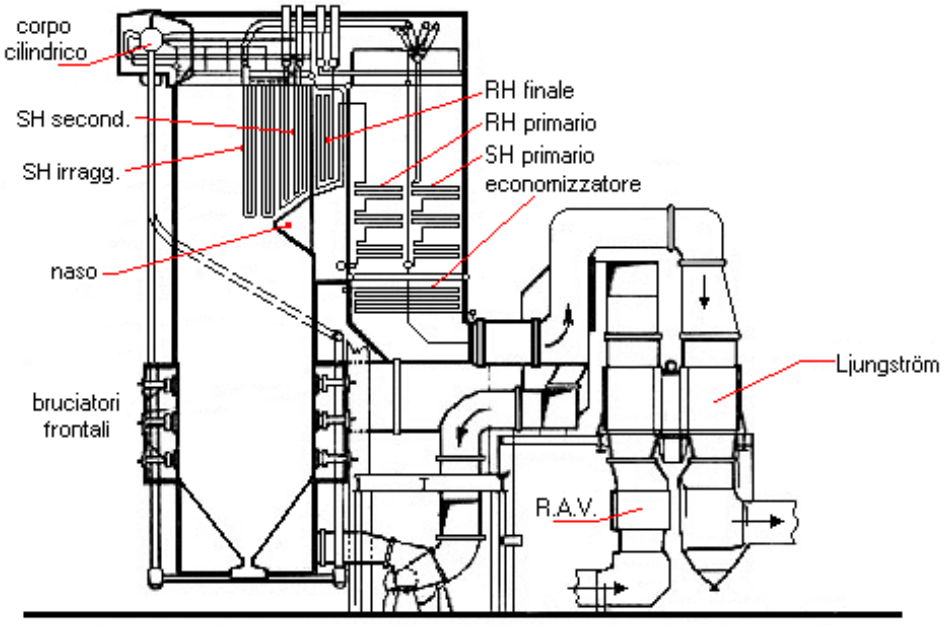
- minor costo di installazione dei ventilatori: l'installazione di due ventilatori, anche se di potenza maggiore, costa meno di quella di quattro (due prementi e due aspiranti);
- minor consumo di energia assorbita dai due ventilatori;
- soppressione delle rientrate d'aria nel circuito dei gas;
- maggiore semplicità del sistema di regolazione dell'aria comburente.

A sfavore della pressurizzazione vanno però considerati i seguenti fattori:

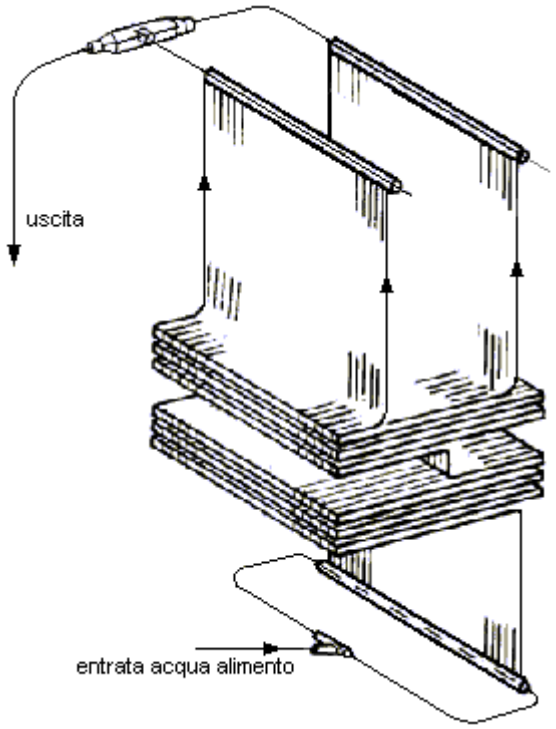
- maggiori oneri dovuti alla costruzione stagna di tutto il rivestimento di caldaia e dei condotti gas (l'insieme deve essere calcolato per resistere ad una sovrapressione interna di circa 600 mmH_2O contro i 180 mmH_2O per le caldaie non pressurizzate);
- aggiunta di una serie di ventilatori per la tenuta del cielo di caldaia, per l'aria di raffreddamento e di pulizia dei rivelatori di fiamma;
- predisposizione, per tutte le varie aperture (oblò, portine d'ispezione, soffiatori, ecc.), di un sistema di iniezione di aria compressa per il raffreddamento e contro la fuoriuscita di gas ad alta temperatura.

3.2. Circuito acqua-vapore

L'acqua è inviata ad alta pressione in caldaia dalle *pompe alimento*.
E' evidente che l'acqua, essendo relativamente a bassa temperatura, entra in una zona non molto calda e tale da non sollecitare le tubazioni ad eccessivi stress termici, derivanti da elevate differenze di temperatura tra parete interna ed esterna.
La temperatura dell'acqua alimento all'ingresso è uno dei dati di partenza per il progetto delle superfici della caldaia. Il suo valore varia da impianto a impianto; per i gruppi da 320 MW è fissato intorno ai 290°C al carico massimo e decresce al diminuire del carico.



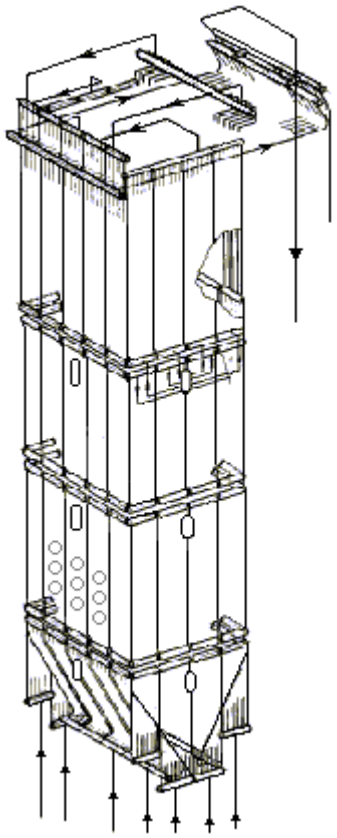
La prima sezione di caldaia ad essere attraversata dall'acqua alimento è l'*economizzatore*.
Esso è formato da un insieme di tubi ripiegati a serpentina e disposti in banchi orizzontali nella parte terminale inferiore del condotto verticale dei fumi, dove questi hanno una temperatura abbastanza bassa (circa 400°C), ma sempre tale da trasferire una notevole quantità di calore all'acqua.
Scegliendo pressioni in caldaia sempre più elevate la funzione dell'economizzatore è andata aumentando d'importanza, sia per la maggiore quantità di calore contenuta nei gas di combustione che lasciano la caldaia a temperature più elevate, sia perché, innalzandosi la temperatura di vaporizzazione, la quantità di calore necessaria per riscaldare il liquido aumenta mentre il calore di vaporizzazione diminuisce.



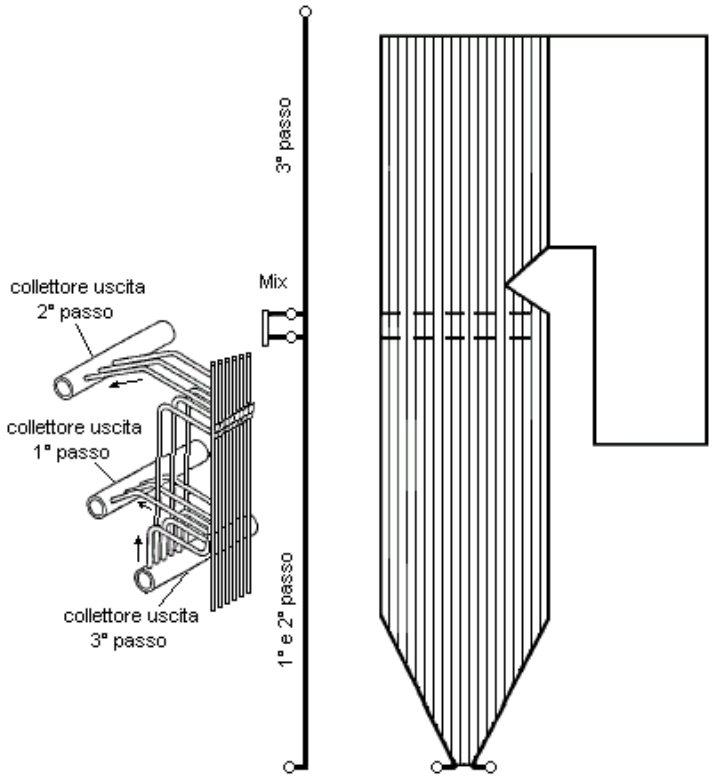
Economizzatore

All'uscita dell'economizzatore l'acqua viene convogliata, mediante tubi di collegamento, al circuito vaporizzatore.
Il *vaporizzatore* viene installato in camera di combustione, perché in tale zona esiste la più alta temperatura dei gas e di conseguenza lo scambio termico più intenso.
I tubi di parete, comunque, sono ben protetti in quanto sono raffreddati internamente dall'acqua e, dato l'elevato coefficiente di scambio termico fra la superficie interna dei tubi e l'acqua, la temperatura di parete del tubo è, in condizioni normali, molto più prossima a quella dell'acqua che a quella del gas.
Il calore assorbito dai tubi esposti all'irraggiamento risulta pari a circa il 50% del calore totale sviluppato nella combustione e da esso dipende la temperatura dei fumi che lasciano la camera di combustione e vanno a lambire i tubi dei surriscaldatori e del risurriscaldatore.

Il circuito vaporizzatore varia a seconda dei tipi di caldaia e può essere caratterizzato dalla presenza di grossi collettori (corpi cilindrici, separatori, miscelatori, ecc.).

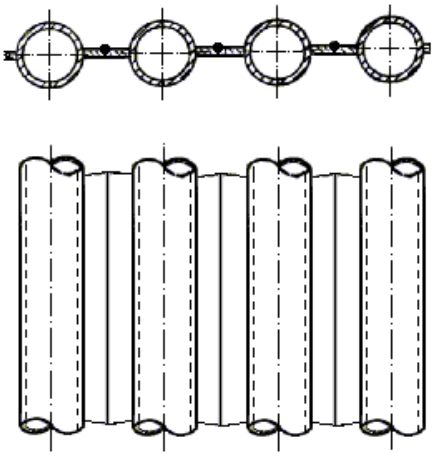


Vaporizzatore di caldaia UP



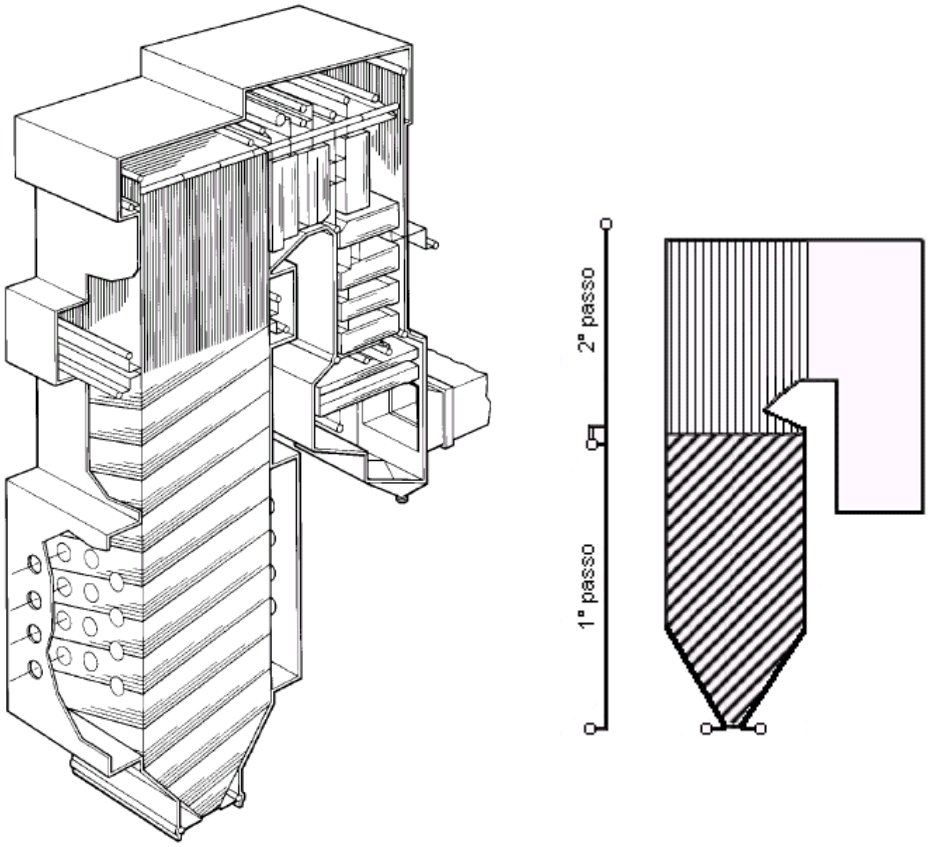
Miscelatori del 1°, 2° e 3° passo

I tubi del vaporizzatore, affiancati l'uno all'altro e uniti da membranature, costituiscono le pareti (schermi) della camera di combustione.



Tubi membranati

I tubi sono in genere verticali, ma possono anche essere realizzati a spirale per ottenere una omogenea ed equilibrata distribuzione dei flussi termici afferenti ogni singolo tubo nel suo percorso in camera di combustione, evitando così l'interposizione di miscelatori intermedi.



La soluzione delle pareti di caldaia a pannelli con membrane saldate ha portato diversi vantaggi:

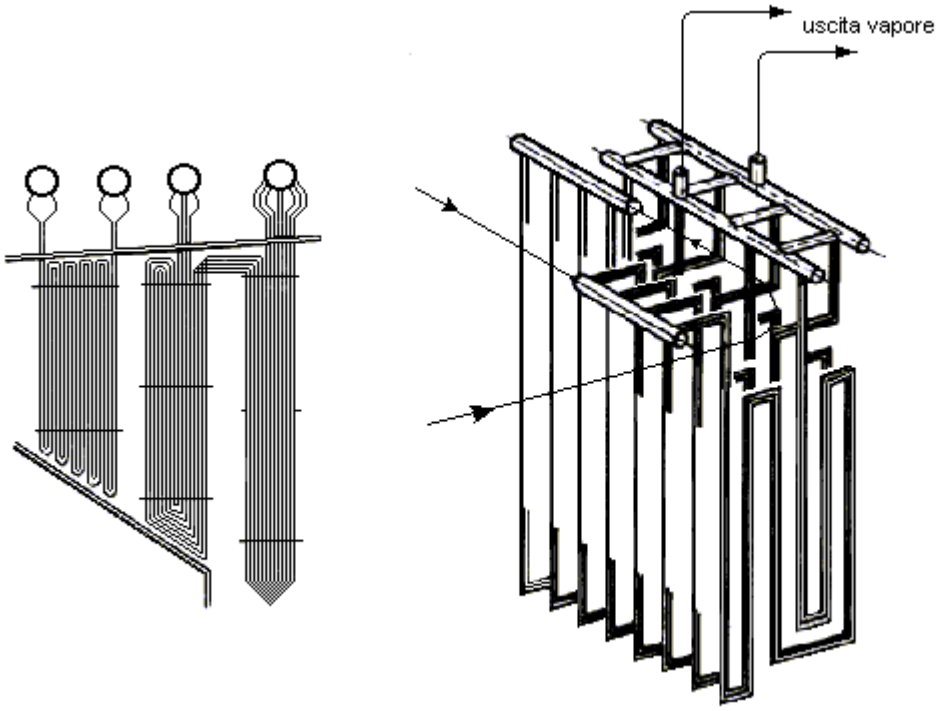
- fabbricazione di buona parte dei pannelli con saldature automatizzate,
- preassiemaggio in officina,
- abolizione quasi completa di rivestimenti refrattari per alte temperature con esposizione alla fiamma,
- conseguimento di buone tenute alla pressurizzazione,
- ottenimento di bassi eccessi d'aria.

Nelle caldaie ad attraversamento forzato UP sono stati adottati, per la zona vaporizzante in prossimità dei bruciatori, dei tubi rigati internamente a elica: ciò evita l'ebollizione a film e riduce i fenomeni di instabilità nella circolazione dell'acqua nei tubi che, essendo in parallelo, hanno uguale Δp disponibile tra entrata ed uscita dell'evaporatore.

Al fenomeno dell'instabilità si ovvia anche inserendo valvole speciali di laminazione all'ingresso del vaporizzatore, che provocano una caduta di pressione localizzata, non dipendente dai fenomeni di scambio termico e di cambiamento di stato del fluido ma solo dalla portata.
Inoltre, per assicurare un corretto ed equilibrato scambio termico nella camera di combustione delle caldaie ad attraversamento forzato, viene fissato un limite inferiore di portata pari a circa il 30% della portata massima: un adatto circuito di avviamento permette, ai carichi inferiori al 30%, di ricircolare al condensatore, bypassando la turbina, la portata eccedente il carico richiesto.
Appositi miscelatori, tramite circuiti di collegamento, provvedono infine a distribuire il fluido interno fra i vari pannelli, uniformando portate e caratteristiche del fluido.

Il funzionamento a pressione variabile della caldaia in funzione del carico può essere adottato per ottimizzare l'efficienza termica e limitare gli stress termici in turbina.
L'esercizio a pressione variabile con valvole di ammissione turbina in posizione fissa può consentire di eliminare le variazioni di temperatura nelle parti metalliche del primo stadio di turbina. Fondamentalmente occorre utilizzare la misura della temperatura del vapore e del metallo della turbina per determinare la combinazione tra la pressione di ammissione e la posizione della valvola di turbina che soddisfi la richiesta del carico con la minima sollecitazione termica.

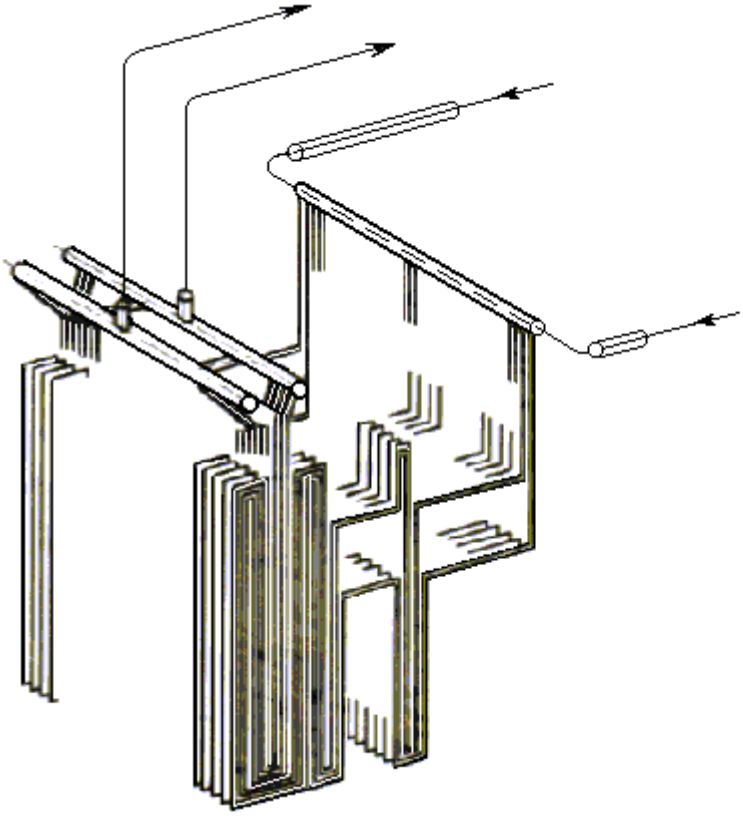
Dal vaporizzatore si passa nel *surriscaldatore*, che ha lo scopo di innalzare la temperatura del vapore a pressione costante, in modo da realizzare un maggiore salto entalpico in turbina.
Il surriscaldatore è costituito da fasci di tubi, collegati alle estremità ad appositi collettori: dal collettore d'entrata il vapore alimenta in parallelo i tubi e li attraversa a forte velocità, a vantaggio del coefficiente di trasmissione parete-vapore. Il surriscaldatore primario o di bassa temperatura è in genere collocato nella prima parte del condotto verticale dei gas, al di sopra dell'economizzatore, mentre il surriscaldatore secondario o finale si trova in corrispondenza della parte alta della caldaia, al di sopra del naso.
Nel primo caso il surriscaldatore è formato da serpentine orizzontali in controcorrente, nel secondo caso è formato da serpentine in equicorrente, sospese verticalmente, sostenute dall'alto e ancorate all'esterno del cielo di caldaia.



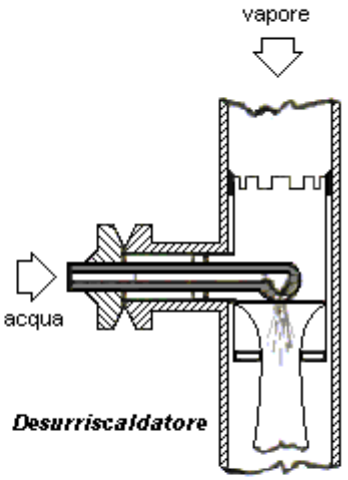
Surriscaldatore finale

Si ricorre talvolta all'adozione di un banco di serpentine o di una parete completa di surriscaldatore (*radiant roof* e *platen*) esposta all'irraggiamento della camera di combustione in quanto, al crescere della potenzialità e della pressione della caldaia, diminuiscono le calorie necessarie per la vaporizzazione e quindi il calore da cedere all'acqua nei tubi del vaporizzatore.
Il fluido nelle serpentine può circolare in equicorrente o in controcorrente rispetto ai gas. Normalmente il sistema equicorrente viene impiegato per poter meglio raffreddare il metallo delle serpentine a contatto con i fumi a più alta temperatura. In controcorrente il fluido da riscaldare viene posto inizialmente a contatto con la zona finale dove i fumi sono meno caldi: in tal modo si ottiene il raffreddamento massimo del fluido riscaldante e, nel contempo, una elevata differenza di temperatura tra i due fluidi a vantaggio dello scambio termico.
Tra i surriscaldatori primario e secondario è inserito un attemperatore o desurriscaldatore, costituito da un tubo attraversato dal vapore nel quale, tramite un iniettore, può venire spruzzata acqua di alimento che abbassa la temperatura del vapore se questa supera il valore prestabilito.
Il vapore in uscita dal surriscaldatore finale confluisce in collettori, dai quali si dipartono le tubazioni di collegamento con la turbina.
Dopo una prima parziale espansione nella turbina il vapore ritorna in caldaia per risurriscaldarsi.

Il *risurriscaldatore* è formato da banchi di serpentine in controcorrente ed è generalmente sistemato nel condotto orizzontale dei gas, dopo i banchi del surriscaldatore finale, e talora, parzialmente, anche in quello verticale discendente.
La regolazione della temperatura del vapore risurriscaldato comporta alcuni problemi perché, al diminuire del carico, diminuiscono anche la pressione e la temperatura del vapore; è necessario quindi cedere al vapore una percentuale di calore maggiore che ai carichi più alti.
E' evidente che proporzionare le superfici di scambio per il carico minimo significa dare ad esse dimensioni eccessive per il carico nominale; d'altra parte il desurriscaldamento del vapore risurriscaldato è un fatto negativo per il rendimento di caldaia.
Si regola perciò la temperatura con l'inclinazione variabile dei bruciatori, con la ricircolazione dei gas (prelevati all'uscita di caldaia ed immessi sul fondo della camera di combustione) e, come ultima azione, con l'intervento dei desurriscaldatori.



Risurriscaldatore



Facciamo alcune considerazioni sulle modalità di trasmissione del calore in caldaia.
Prendendo in esame uno scambiatore a convezione, ad esempio il surriscaldatore b.t. o il risurriscaldatore, la quantità di calore trasmessa dai fumi al fluido è data da:

$$Q = \alpha_t \, S \, \Delta t$$

dove α_t è il coefficiente totale di scambio termico, S è la superficie di scambio e Δt è la differenza di temperatura tra fumi e fluido da riscaldare.
Il coefficiente totale di scambio termico α_t dipende dalla conducibilità termica λ del materiale costituente i tubi degli scambiatori e dai coefficienti di scambio α_1 fumi-parete e α_3 parete-fluido:

$$\frac{1}{\alpha_t} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3}$$

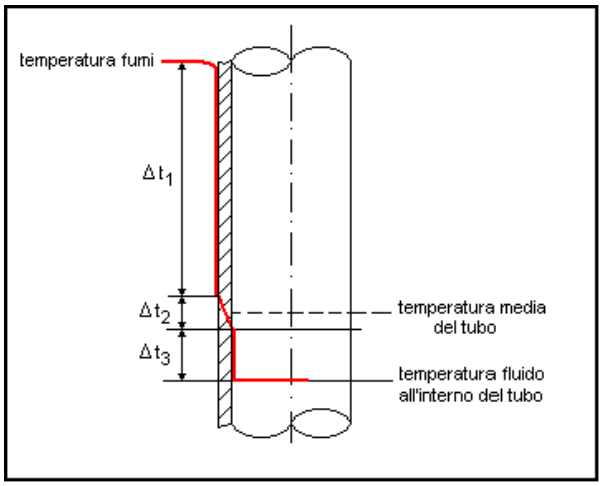
Il coefficiente α_2 vale λ/s, dove s è lo spessore della parete.
Il coefficiente α_3 è molto elevato se si è in presenza di un passaggio di stato (nei vaporizzatori α_3 è uguale a circa 10.000 kcal/m^2·h·°C, mentre è assai minore per l'acqua e per il vapore secco, nel qual caso dipende anche dalla velocità del fluido).
Il coefficiente α_1 è in genere più basso (30÷60 kcal/m^2·h·°C), se si considera la sola trasmissione per convezione da parte dei fumi.
Se si introduce il concetto di carico termico specifico $C_s = Q/S$, si può scrivere $C_s = \alpha_t \, \Delta t$ e si può ricavare l'espressione di Δt, differenza fra la temperatura t_f dei fumi e quella t_a del fluido.

$$\Delta t = t_f - t_a = \frac{C_s}{\alpha_t} = C_s \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3} \right) = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3$$

La temperatura media del tubo è data da:

$$t_m = t_a + \frac{C_s}{\alpha_3} + \frac{1}{2} \cdot \frac{C_s}{\alpha_2} = t_a + \frac{C_s}{\alpha_3} + \frac{1}{2} \cdot C_s \frac{s}{\lambda}$$

ed è tanto più elevata quanto maggiori sono C_s e lo spessore del tubo s e quanto minori sono α_3 e λ.



La presenza di incrostazioni all'interno dei tubi aumenta la temperatura media t_m di un termine $C_s \cdot s'/\lambda'$, dove s' è lo spessore dell'incrostazione e λ' è la conducibilità termica del materiale incrostante.
Alle temperature dei fumi nella camera di combustione (1300÷1800°C) prevale il calore trasmesso per irraggiamento alle pareti; esso può essere espresso con la formula di Stefan-Boltzmann:

$$Q_{irr} = kS_{irr}\left[\left(\frac{T_f}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_p}{100}\right)^4\right]$$

k coefficiente di trasmissione del calore per irraggiamento, che dipende dalla configurazione geometrica e dalla natura fisica delle fiamme,
S_{irr} superficie irraggiata,
T_f la temperatura assoluta media dei fumi,
T_p la temperatura assoluta media della parete.

Il carico termico specifico può essere espresso da:

$$C_{s,irr} = k \cdot \frac{Q_{irr}}{S}$$

che, confrontato con l'espressione $C_s = \alpha_t (t_f - t_p)$ della trasmissione per convezione tra fumi e parete, permette di affermare che la trasmissione del calore per irraggiamento avviene come se il coefficiente di trasmissione avesse il valore

$$\alpha_{eq} = k \cdot \frac{S_{irr}}{S} \cdot \frac{1}{t_f - t_p} \cdot \left[\left(\frac{t_f + 273}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_p + 273}{100}\right)^4\right]$$

Tale valore aumenta rapidamente con la temperatura dei fumi ed in camera di combustione è notevolmente più elevato di quello corrispondente alla trasmissione per convezione (120÷150 contro 50÷60 kcal/m^2·h·°C). Si raggiungono valori di C_s intorno a 200.000 kcal/m^2·h.
Le considerazioni svolte in merito alla temperatura dei tubi sono applicabili anche negli scambiatori sottoposti ad irraggiamento (SH radiante).
La differenza fra la temperatura media del tubo e quella del fluido sarà abbastanza piccola, pur con C_s assai elevato, nei tubi bollitori dove α_3 è molto grande; sarà assai più elevata nei tubi dei surriscaldatori direttamente irraggiati, nei quali α_3 è minore.
Per ottenere anche in tal caso una temperatura dei tubi contenuta, si aumenta la velocità del vapore per aumentare lo scambio termico con le pareti del tubo e si dispone il complesso dei surriscaldatori in modo che, dove il carico termico è maggiore, il vapore abbia temperatura t_a minore.

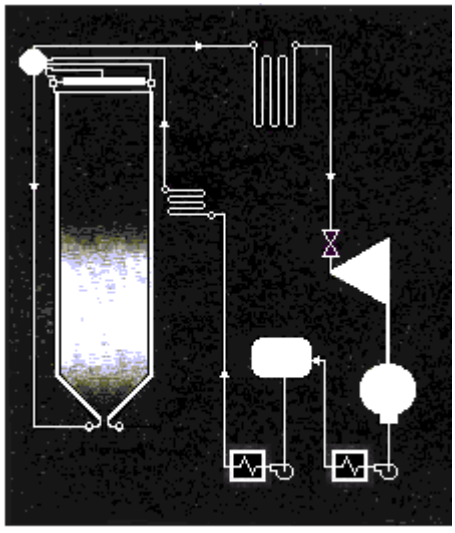
3.3. Circolazione dell'acqua in caldaia

Assicurare una efficace circolazione della miscela acqua-vapore nei tubi del vaporizzatore è un problema di importanza fondamentale nel progetto di un generatore di vapore in quanto la insufficiente circolazione in un tubo crea un ristagno di bolle di vapore sulla sua superficie interna, con conseguente aumento locale della temperatura del metallo.
Inoltre nelle zone di ristagno del vapore, così come nelle zone di maggiore evaporazione, tendono a depositarsi gli ossidi trasportati dall'acqua e dal vapore: hanno così inizio fenomeni di incrostazione e corrosione che portano in breve tempo alla rottura del tubo.
Qualora la circolazione fosse particolarmente insufficiente, si correrebbe il rischio di una forte diminuzione del coefficiente di scambio termico fra superficie interna del tubo ed acqua, con il raggiungimento, per i tubi esposti alla fiamma, di temperature inaccettabili per la vita dei tubi stessi.
L'analisi di tutti i fattori che influenzano la circolazione è assai complessa e le soluzioni adottate per il suo perfezionamento hanno portato alla costruzione di caldaie sostanzialmente differenti tra di loro, che possono essere raggruppate in quattro tipologie principali:

- a circolazione naturale,
- a circolazione controllata o assistita,
- a circolazione forzata,
- a circolazione combinata.

3.3.1. Caldaie a circolazione naturale

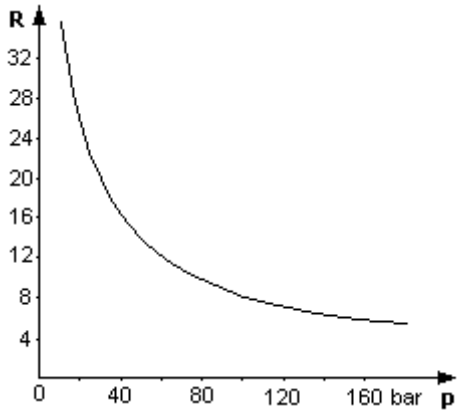
La circolazione in questo tipo di caldaia è chiamata naturale perché ha origine e si mantiene grazie al fenomeno fisico della diminuzione del peso specifico dell'acqua a seguito del suo riscaldamento.
Schematizzando il circuito vaporizzante, il corpo cilindrico riceve acqua dall'economizzatore e, tramite il tubo di caduta esterno alla caldaia, alimenta gli schermi vaporizzatori.
L'acqua riceve negli schermi il calore prodotto in camera di combustione e, riscaldandosi, diminuisce il suo peso specifico e risale in alto verso il corpo cilindrico mentre altra acqua a temperatura minore prende il suo posto nella parte bassa.



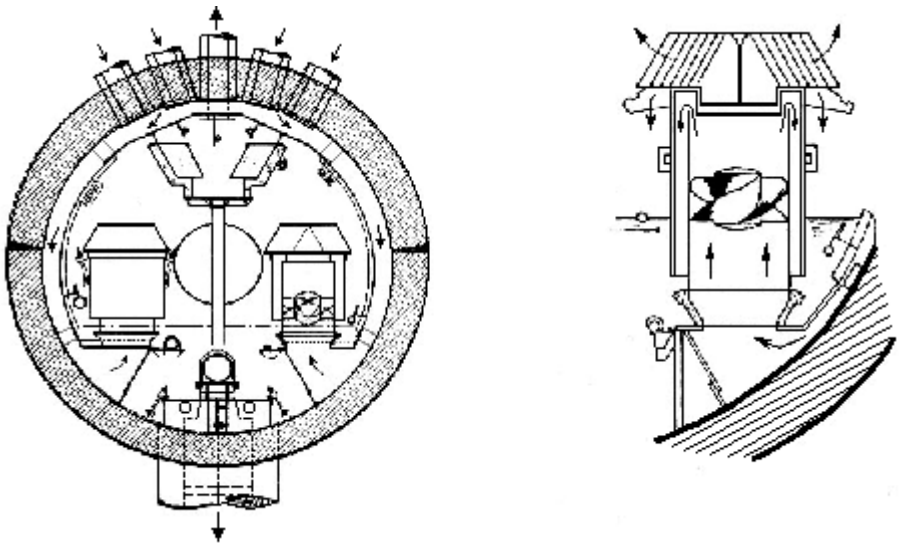
circolazione naturale

Si definisce rapporto di circolazione quello tra la portata ponderale dell'acqua che circola nei tubi vaporizzatori e la portata del vapore generato: esso indica il numero di giri che la singola particella

d'acqua deve compiere tra il corpo cilindrico e i tubi vaporizzatori per essere vaporizzata ed è quindi il reciproco del titolo del vapore all'uscita dei tubi bollitori.
Se il rapporto di circolazione si abbassa troppo, si rischia di entrare nel campo della riduzione del coefficiente di scambio termico tra metallo e fluido circolante all'interno dei tubi, con superamento della soglia DNB. I costruttori danno dei valori indicativi minimi di rapporto di circolazione R in funzione della pressione di funzionamento.



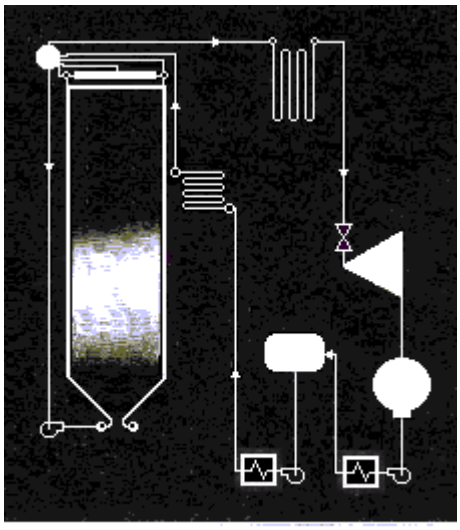
Il vapore prodotto si raccoglie nel corpo cilindrico, che è costituito da un grosso collettore di forma cilindrica disposto orizzontalmente nella parte superiore della caldaia.
Il corpo cilindrico ha la funzione di separare il vapore, prodotto nei tubi schermo, dall'acqua che ridiscende nei tubi di caduta per iniziare un nuovo percorso nel vaporizzatore.
Poiché il vapore che proviene dagli schermi contiene ancora una certa quantità d'acqua, nel corpo cilindrico vi sono dei dispositivi che provvedono a trattenerla assicurando la produzione di vapore saturo secco: sono i cosiddetti cicloni, nei quali il vapore assume un movimento vorticoso e abbandona le gocce d'acqua che la forza centrifuga spinge verso l'esterno.



Allo scopo di eliminare le impurità trasportate dall'acqua, esiste una tubazione, denominata spurgo continuo, attraverso la quale si preleva una quantità regolabile di acqua dal corpo cilindrico e la si scarica all'esterno.

3.3.2. Caldaie a circolazione controllata

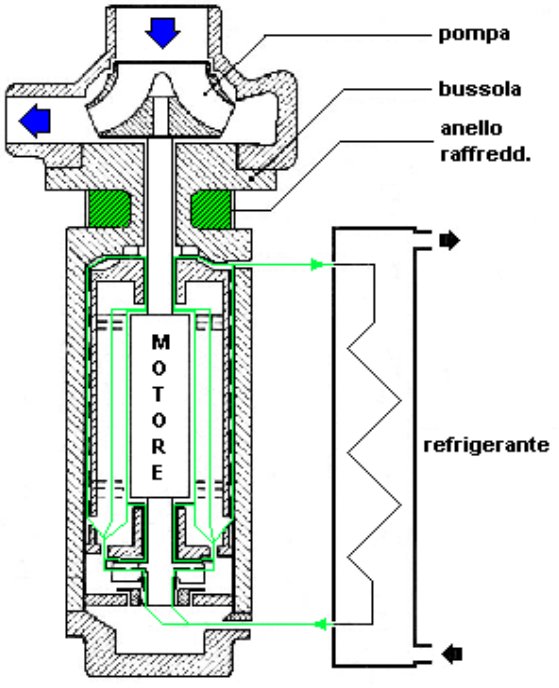
Nelle caldaie funzionanti ad elevate pressioni, non volendo proporzionare la sezione dei tubi schermo in modo da ottenere basse perdite di carico, si aiuta la circolazione inserendo pompe nel circuito, in modo da fornire all'acqua la pressione necessaria per vincere le resistenze passive ed assicurare una corretta e costante circolazione nei tubi.
Le pompe vengono denominate pompe di circolazione caldaia (PCC) ed il sistema di circolazione prende il nome di circolazione controllata o assistita.



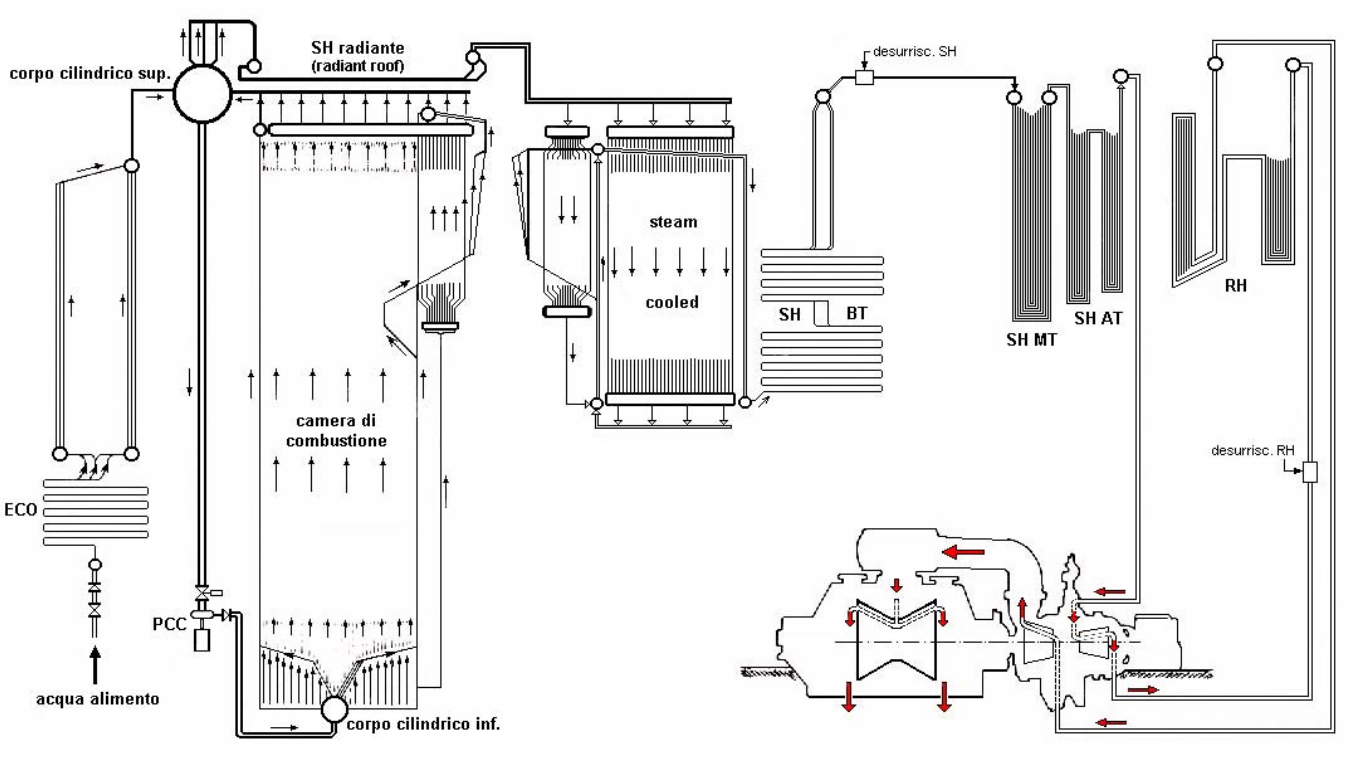
circolazione controllata

L'inserimento delle pompe è effettuato sui tubi di caduta del corpo cilindrico che, anziché alimentare i collettori degli schermi vaporizzatori, confluiscono in un collettore dal quale aspirano le pompe di circolazione.
La prevalenza di queste pompe è solo quella necessaria per integrare la circolazione naturale.

Le pompe sono centrifughe ad asse verticale, a semplice girante, con il motore elettrico immerso nell'acqua alla stessa pressione della pompa ma isolato termicamente da essa tramite un lungo manicotto a tenuta sull'albero.
Il motore dispone poi di un circuito di raffreddamento con refrigerante esterno.



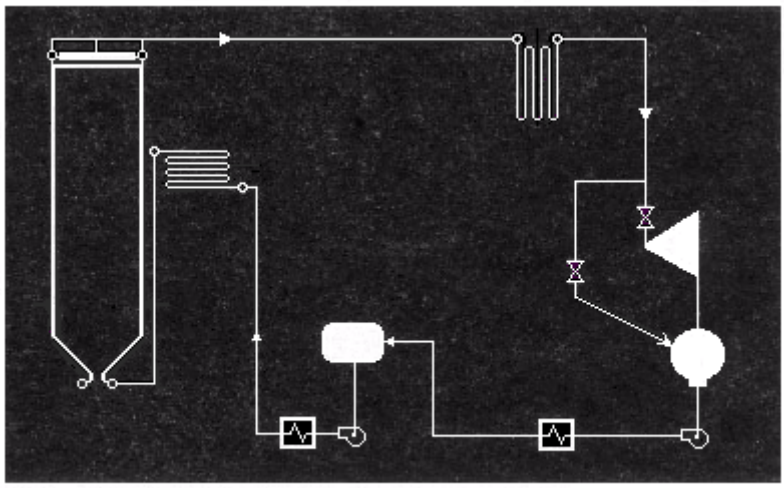
Adottando la circolazione assistita, le caldaie a corpo cilindrico possono essere progettate senza rischi per un rapporto di circolazione pari a 4 (per ogni tonnellata di vapore prodotto circolano nel vaporizzatore quattro tonnellate di acqua); inoltre la caldaia può disporre, all'ingresso di ciascun tubo di parete, di un ugello tarato con il quale si impone ad ogni tubo la portata ottimale in relazione al calore assorbito e alla lunghezza del percorso seguito.
Volendo paragonare questo tipo di caldaia con quello a circolazione naturale, notiamo che uno dei vantaggi dell'impiego delle pompe di circolazione consiste nel poter ammettere nel circuito vaporizzatore una caduta di pressione e quindi di ridurre il diametro dei tubi per i quali, a parità di condizioni di esercizio, occorre uno spessore minore. La riduzione di materiale che ne deriva si traduce in una riduzione dei costi.
La circolazione particolarmente attiva assicura una buona uniformità delle temperature nei tubi, rendendo possibile la costruzione delle pareti a tubi saldati senza il pericolo che nascano anomale tensioni tra tubi adiacenti.
La circolazione è indipendente dallo svolgimento della combustione ed è pertanto assicurata anche durante le fasi di avviamento e di fermata del generatore.



Circuito acqua-vapore di una caldaia a circolazione controllata

3.3.3. Caldaie a circolazione forzata

In questo tipo di generatori di vapore è eliminato il corpo cilindrico ed in condizioni normali di funzionamento il fluido percorre una sola volta il circuito vaporizzatore.
La circolazione avviene ad opera delle pompe alimento, dimensionate in modo da vincere la maggiore resistenza del circuito interno della caldaia.



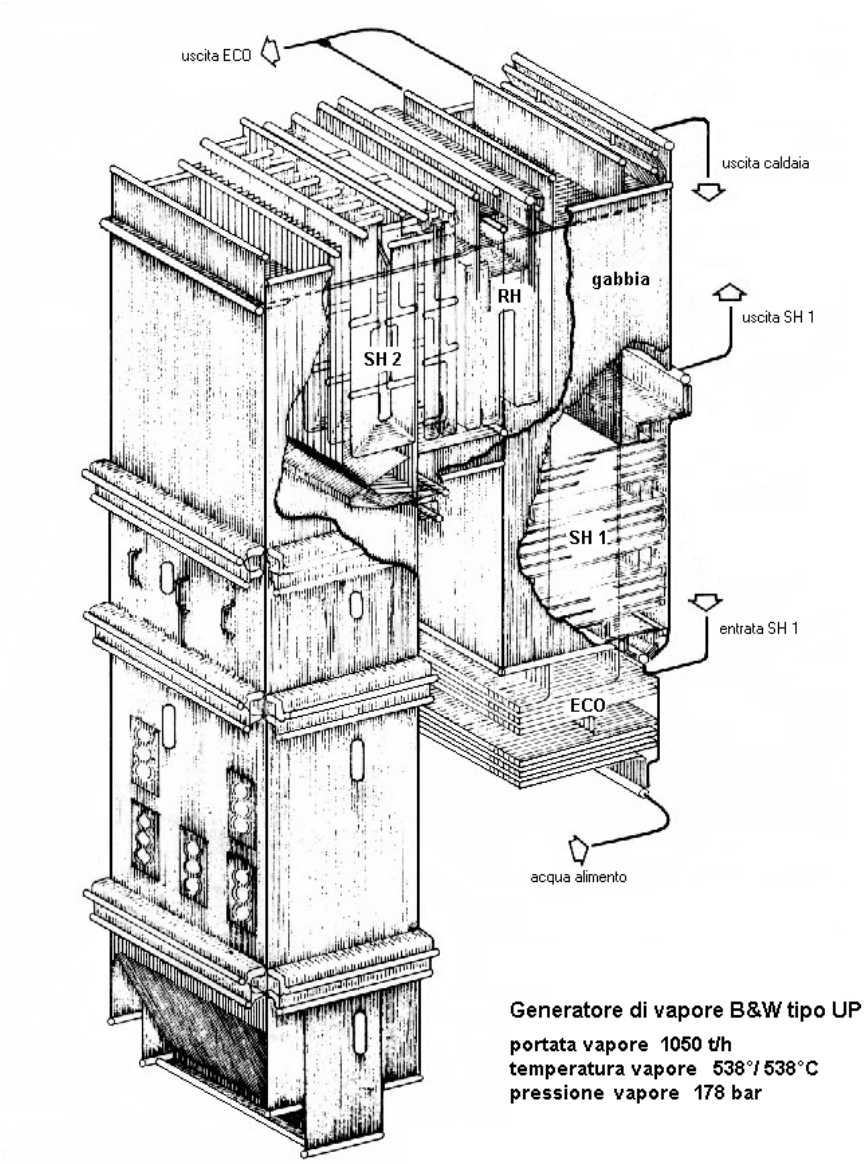
circolazione forzata

Esistono diversi tipi di caldaia a circolazione forzata che, pur attenendosi al medesimo principio di funzionamento, differiscono per le soluzioni costruttive adottate.
Distinguiamo i seguenti tipi:

- caldaia Benson,
- caldaia Sulzer,
- caldaia UP (*universal pressure*).

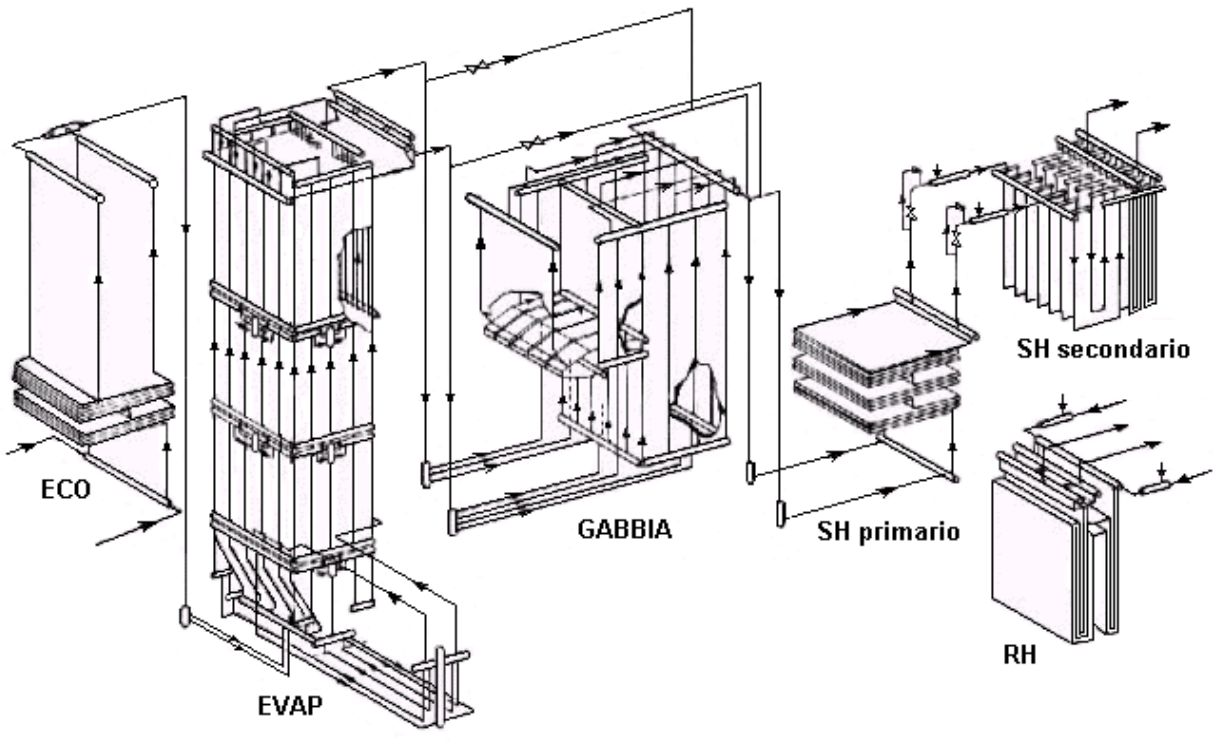
La mancanza del corpo cilindrico comporta soluzioni diverse per quanto riguarda l'individuazione della zona in cui avviene la vaporizzazione e quindi l'eliminazione delle impurità contenute nell'acqua.
Nelle caldaie Sulzer si inserisce un separatore di umidità tra la zona vaporizzante ed il surriscaldatore: con questo sistema si ha la netta distinzione dei due circuiti e la possibilità di applicare lo spurgo continuo per l'eliminazione delle impurità.
Nelle caldaie tipo Benson e UP questa distinzione non esiste e la zona di vaporizzazione si sposta a seconda del rapporto esistente tra calore fornito e portata di acqua in caldaia. Non essendovi la possibilità di inserire lo spurgo continuo, occorre alimentare la caldaia con acqua di caratteristiche di purezza molto spinte.
La stabilità di circolazione viene migliorata suddividendo l'evaporatore in più sezioni o passi, all'uscita dei quali il fluido viene ricondotto all'ingresso del passo successivo tramite collettori e miscelatori non irraggiati, posti all'esterno della camera di combustione.

L'impiego delle caldaie ad attraversamento forzato è vantaggioso quando occorre produrre vapore con elevate caratteristiche di pressione e di temperatura; inoltre l'adozione di tubi vaporizzatori di sezione minore e quindi il loro ridotto peso si traducono in un minor costo.

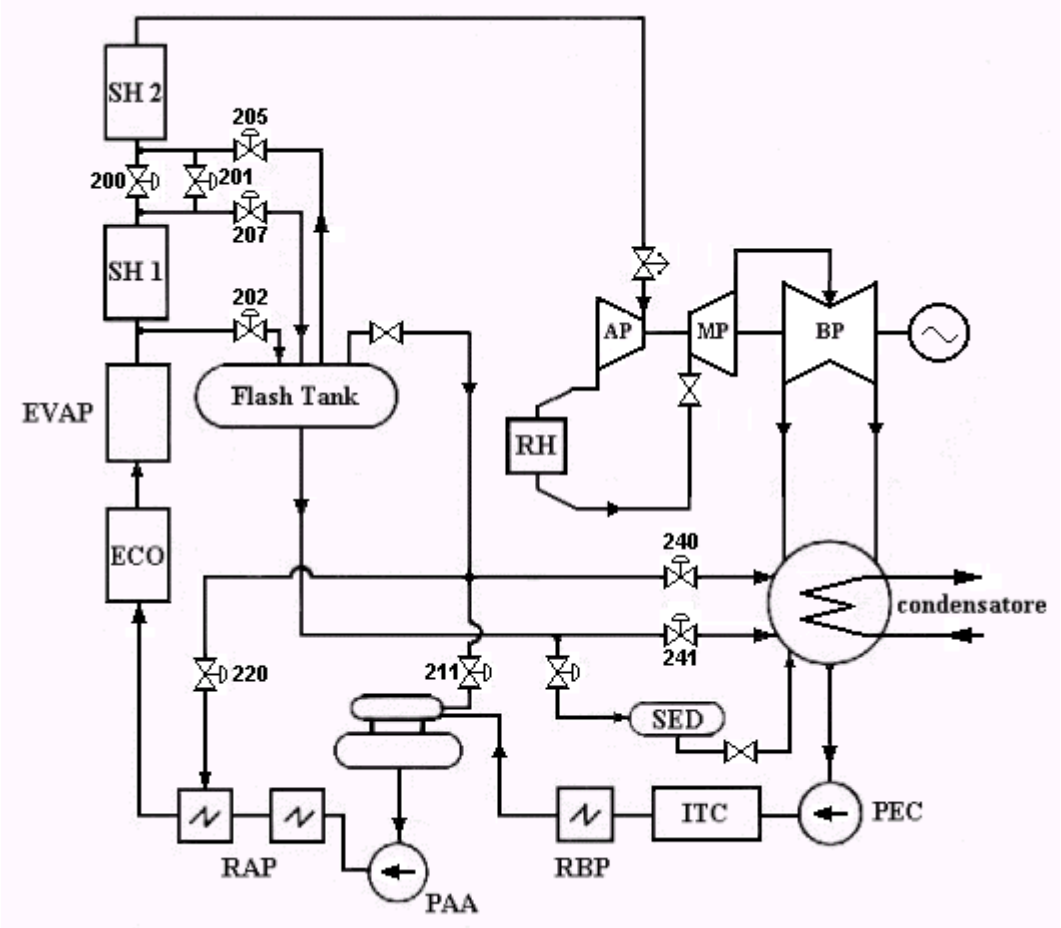


Generatore di vapore B&W tipo UP

portata vapore 1050 t/h
temperatura vapore 538°/ 538°C
pressione vapore 178 bar



In questi tipi di caldaie il mantenimento di una efficace circolazione alle basse portate è praticamente irrealizzabile; non è quindi possibile il funzionamento al di sotto di un certo valore di portata, fissato dai costruttori intorno al 33% della portata nominale.
Qualora siano richieste portate inferiori, interviene un apposito circuito esterno alla caldaia, detto circuito di avviamento, che provvede a mantenere il valore minimo di portata nell'interno della caldaia ed a sfiorare la portata eccedente recuperandola in alcuni punti del ciclo termico.
Caratteristica del circuito di avviamento è l'inserimento di valvole tra il surriscaldatore primario e quello secondario (valvole 200 e 201) e di un serbatoio di espansione (flash tank) fra il circuito vaporizzatore e il surriscaldatore.
In tal modo il circuito di avviamento permette il funzionamento del generatore di vapore alla pressione nominale, come imposto dalle necessità della circolazione, mentre il flash tank fornisce vapore a pressione minore per il rullaggio e la presa del carico minimo di turbina.

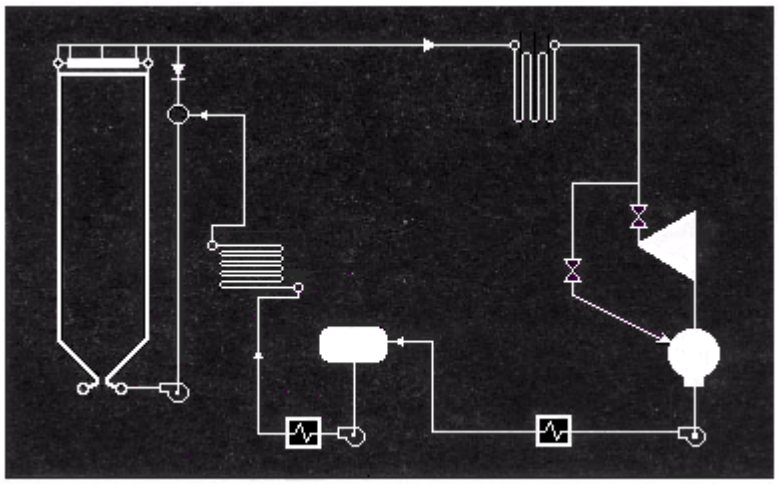


Circuito di avviamento di caldaia UP

Oltre a rendere agevoli gli avviamenti dopo fermata e i riavviamenti dopo scatto, il circuito di avviamento consente anche di effettuare, prima dell'accensione, una circolazione preliminare dell'acqua di caldaia, fino a che non si sia raggiunto il necessario grado di purezza dell'acqua alimento.

3.3.4. Caldaie a circolazione combinata

La necessità di ovviare agli inconvenienti derivanti dal circuito di avviamento delle caldaie a circolazione forzata ha sollecitato alcuni progettisti a studiare un tipo di caldaia che, pur consentendo il raggiungimento di elevate pressioni di esercizio, non richiedesse il vincolo della portata minima del 33%.
Le caldaie a circolazione combinata soddisfano abbastanza bene a questa esigenza, in quanto sono praticamente derivate dalla fusione dei due sistemi di circolazione forzata e controllata.
La pompa di circolazione caldaia (PCC) è inserita tra l'economizzatore e il vaporizzatore ed aspira da una sfera di miscelazione di piccolissima capacità che è posta in comunicazione, tramite una valvola di non ritorno, con l'uscita dei tubi vaporizzatori.
Quando la portata richiesta alla caldaia è di valore inferiore al minimo, una parte di fluido che esce dal vaporizzatore ritorna nella sfera e viene fatta ricircolare dalla PCC, assicurando quindi un flusso sufficiente al vaporizzatore. Quando il carico ha raggiunto un valore pari al 60÷70% del nominale, la valvola di non ritorno si chiude e la pompa di circolazione funziona praticamente in serie alla pompa alimento: non vi è più ricircolazione ed il funzionamento è del tipo ad attraversamento forzato.
Questo sistema richiede un piccolo circuito di avviamento, il quale però interessa una portata molto bassa (pari a circa il 10% della portata nominale) e minori costi di installazione rispetto a quelli delle caldaie ad attraversamento forzato.



circolazione combinata

3.4. Dimensionamento del generatore di vapore

Le principali caratteristiche dei generatori di vapore sono:
- produzione nominale di vapore,
- pressione del vapore nei vari stadi,
- temperature del vapore nei vari stadi,
- temperatura dell'acqua alimento all'ingresso dell'economizzatore,
- tipo di combustibile impiegato,
- dimensioni: volume della camera di combustione,
  superficie della camera di combustione,
  superficie dei surriscaldatori,
  superficie del risurriscaldatore,
  superficie dell'economizzatore,
  superficie dei preriscaldatori d'aria.

Le temperature e le pressioni del vapore sono state fissate quando si è definito il ciclo termico dell'impianto; la portata del vapore può essere ricavata, note le sopra citate grandezze, dalla potenza P resa dal turboalternatore (somma della potenza fornita alla rete e della potenza assorbita dai servizi ausiliari) mediante la formula:

$$860 \cdot P = \eta_m \cdot \eta_a \cdot G_v \cdot \left[\left(h_{SH} - h_{RHf} \right) + \left(h_{RHc} - h_s \right) - \sum g_i \cdot \left(h_i - h_s \right) \right]$$

da cui

$$G_v = \frac{860 \cdot P}{\eta_m \cdot \eta_a \cdot \left[h_{SH} - h_{RHf} + h_{RHc} - h_s - \sum g_i \cdot \left(h_i - h_s \right) \right]}$$

η_m	rendimento meccanico della turbina
η_a	rendimento dell'alternatore
h_{SH}	entalpia del vapore surriscaldato all'ammissione in turbina
h_{RHf}	entalpia del vapore risurriscaldato freddo che ritorna in caldaia
h_{RHc}	entalpia del vapore risurriscaldato caldo alla riammissione in turbina
h_s	entalpia del vapore allo scarico al condensatore
h_i	entalpia dello spillamento i-esimo
g_i	portata di vapore, in valore relativo rispetto a G_v, dello spillamento i-esimo

La superficie S dell'evaporatore, il quale è interamente irraggiato, si ricava dalla formula:

$$Q = (h_v - h_e) \cdot G_v = k \cdot S \cdot \left[\left(\frac{T_f}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right]$$

h_v	entalpia del vapore saturo
h_e	entalpia dell'acqua all'uscita dell'economizzatore
k	coefficiente di trasmissione per irraggiamento
T_f	temperatura assoluta dei fumi
T_p	temperatura assoluta media di parete

Con gli usuali valori di k, T_f e T_p, il carico termico specifico Q/S è circa 200.000 kcal/m^2·h.
Quindi la superficie dell'evaporatore in m^2 risulta essere:

$$S_{EVA} = \frac{(h_v - h_e) \cdot G_v}{200.000}$$

Il surriscaldatore è in generale suddiviso in due parti, di alta temperatura (che è ad irraggiamento e a convezione) e di bassa temperatura (che è a convezione).
In prima approssimazione si può ritenere che il calore totale di surriscaldamento $\left[\left(h_{SH} - h_v\right) \cdot G_v\right]$ si ripartisca tra i due surriscaldatori di alta e di bassa temperatura in parti uguali.
Per semplicità si può supporre anche che il calore assorbito dal surriscaldatore di alta temperatura si ripartisca in parti uguali nella parte ad irraggiamento e in quella a convezione.
La superficie del surriscaldatore di alta temperatura ad irraggiamento si ricava come per l'evaporatore:

$$S_{SH-at}^{\ irragg} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{200.000}$$

La superficie del surriscaldatore di alta temperatura a convezione si ricava dalla formula:

$$S_{SH-at}^{\ convez} = \frac{1}{4} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

La superficie del risurriscaldatore si ricava dalla formula analoga:

$$S_{RH} = \frac{(h_{RHc} - h_{RHf}) \cdot G_{RH}}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

α_t coefficiente di trasmissione del calore fumi-tubo-fluido (circa 80 kcal/m^2·h·°C)
Δt_m differenza media di temperatura tra fumi e fluido

La superficie del surriscaldatore di bassa temperatura si ricava dalla formula:

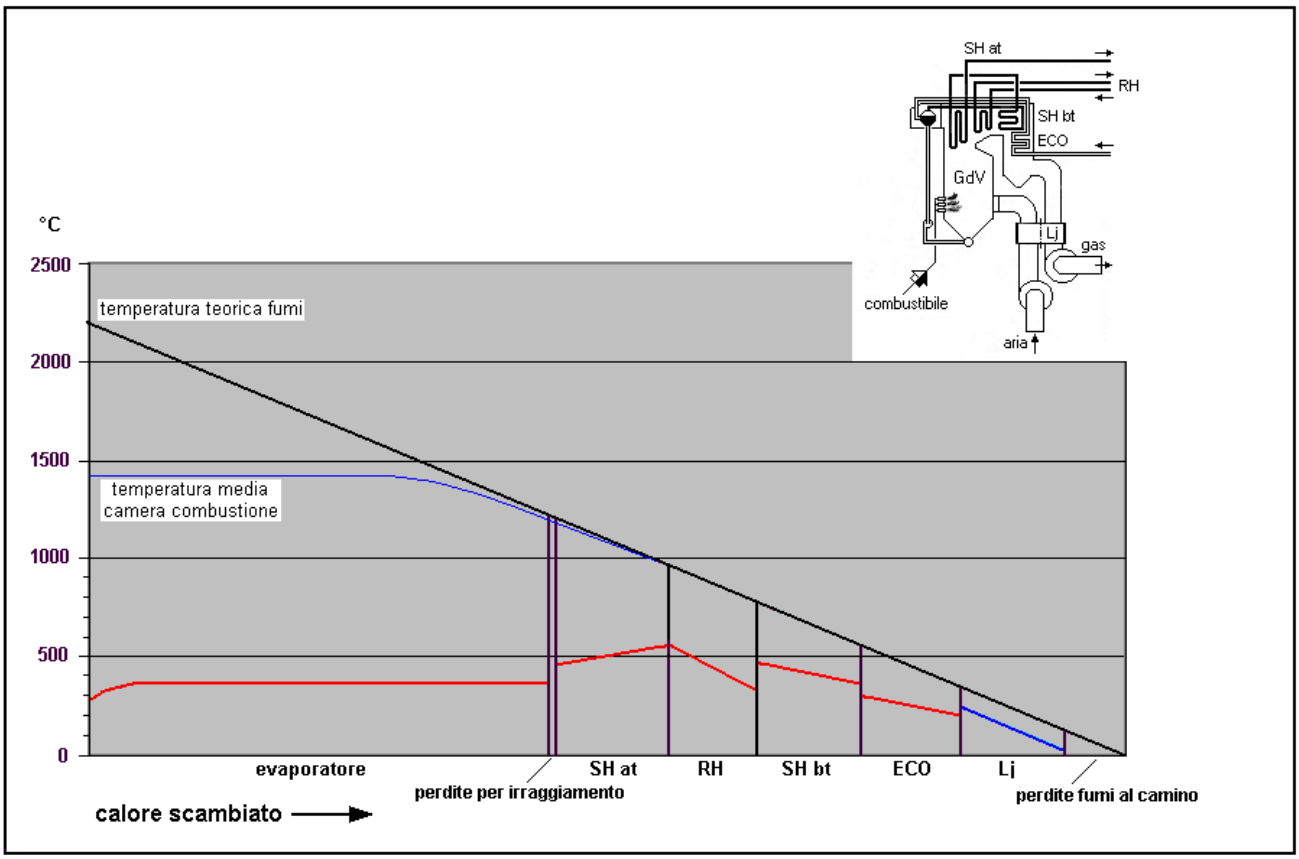
$$S_{SH-bt} = \frac{1}{2} \cdot \frac{(h_{SH} - h_v) \cdot G_v}{\alpha_t \cdot \Delta t_m}$$

α_t coefficiente di trasmissione del calore fumi-tubo-fluido
Δt_m differenza media di temperatura tra fumi e vapore circolante nel surriscaldatore b.t.

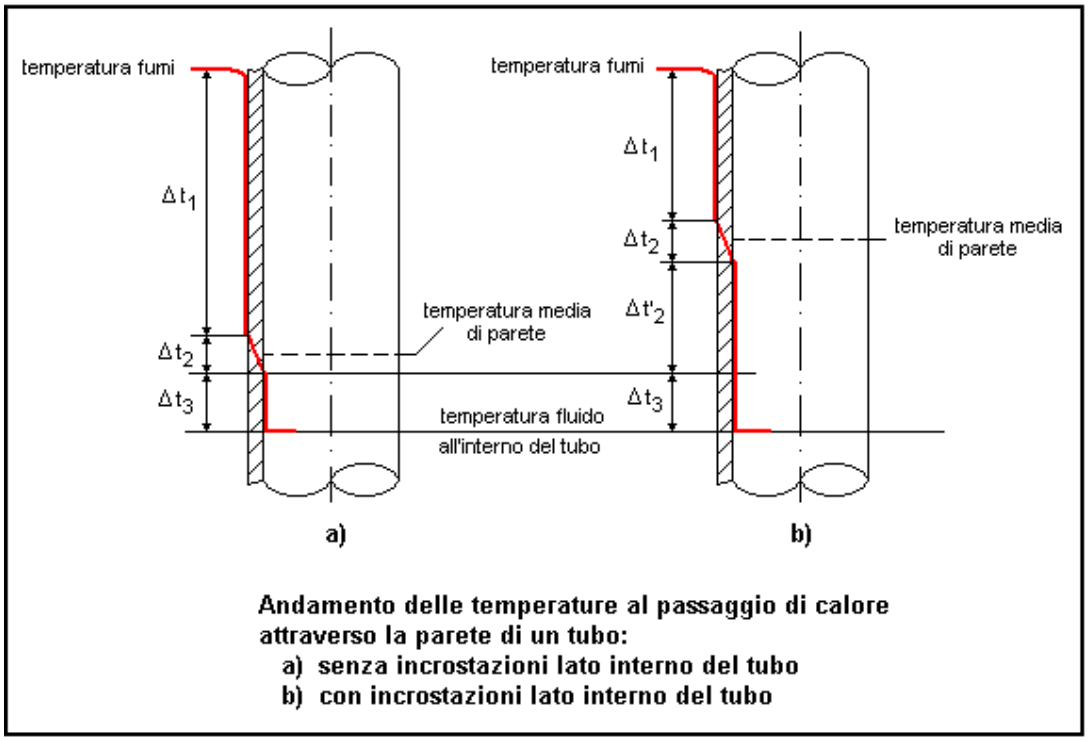
La superficie dell'economizzatore si ricava in modo analogo ($\alpha_t \cong 30$ kcal/m^2·h·°C):

$$S_{ECO} = \frac{(h_e - h_a) \cdot G_v}{30 \cdot \Delta t_m}$$

h_e entalpia dell'acqua all'uscita economizzatore
h_a entalpia dell'acqua alimento all'ingresso economizzatore
Δt_m differenza media di temperatura tra fumi e fluido



Caratteristica di scambio termico di un generatore di vapore



Andamento delle temperature al passaggio di calore attraverso la parete di un tubo:
a) senza incrostazioni lato interno del tubo
b) con incrostazioni lato interno del tubo

Il diametro dei tubi dei generatori di vapore assume orientativamente i seguenti valori:

tubi bollitori a circolazione naturale	Φ=60 mm
tubi bollitori a circolazione controllata	Φ=50 mm
tubi bollitori a circolazione forzata	Φ=40 mm
surriscaldatori	Φ=40 mm
risurriscaldatore	Φ=60 mm
economizzatore	Φ=40 mm

Lo spessore dei tubi si calcola con la formula:

$$s = \frac{p \cdot D_e}{2k + p}$$

s	spessore in mm
p	pressione massima in kg/mm^2
D_e	diametro esterno in mm
k	sollecitazione massima ammissibile in kg/mm^2 riferita alla temperatura di calcolo (pari alla temperatura del fluido che scorre nel tubo maggiorata di 25°C nel caso di riscaldamento per convezione e 50°C nel caso di riscaldamento per irraggiamento)

La scelta della sollecitazione ammissibile deve essere operata tenendo conto del comportamento degli acciai alle alte temperature (fenomeno dello scorrimento a caldo o scorrimento viscoso[21]).
Si introducono pertanto i seguenti valori-limite degli sforzi:

- $\sigma_{0,2/t}$ sforzo che alla temperatura t dà luogo ad una deformazione permanente dello 0,2% (limite di elasticità convenzionale);
- $\sigma_{1/100000/t}$ sforzo che produce per scorrimento viscoso un allungamento dell'1% dopo 100.000 ore alla temperatura t;
- $\sigma_{R/100000/t}$ sforzo che determina la rottura dopo 100.000 ore alla temperatura t.

Come sollecitazione massima ammissibile k, da introdurre nella formula di calcolo dello spessore dei tubi s, si assume il minore dei tre valori:

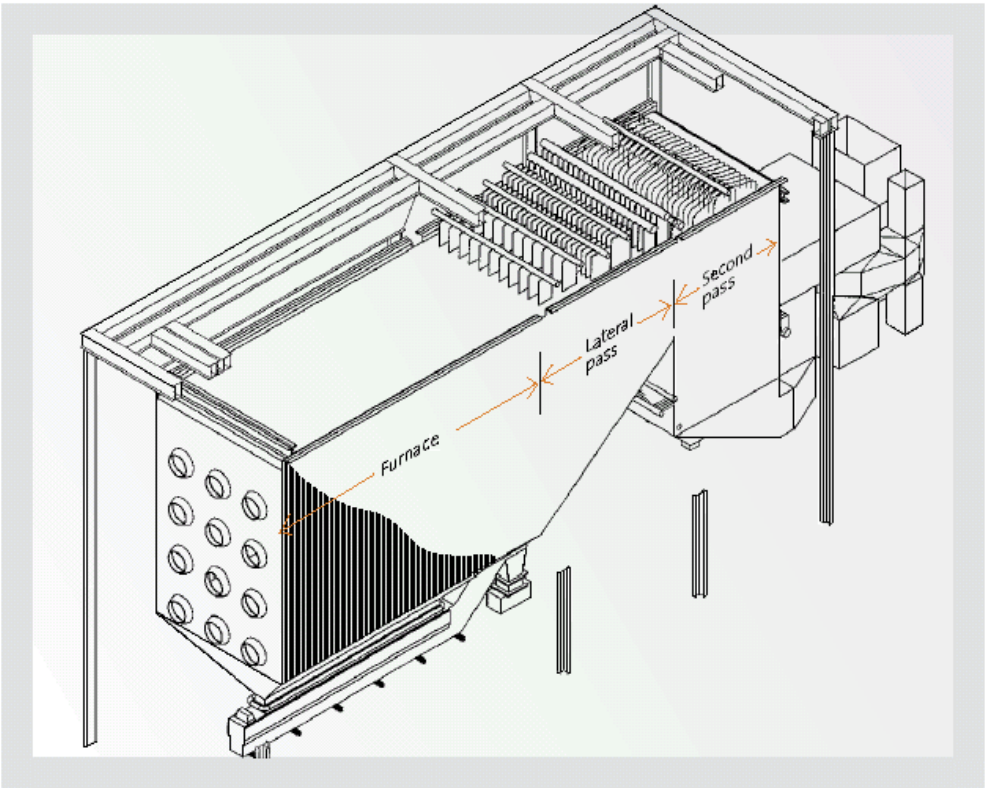
$$\frac{\sigma_{0,2/t}}{1,6} \qquad \frac{\sigma_{R/100000/t}}{1,6} \qquad \sigma_{1/100000/t}$$

Fino a 350°C la sollecitazione $\sigma_{0,2/t}/1,6$ certamente è la minore; a 350°C essa ha un valore di circa 0,35 σ_R a freddo.
Gli acciai impiegati nella costruzione dei tubi sono di tipo normale al carbonio per temperature fino a 400°C; oltre tale temperatura le loro caratteristiche meccaniche decadono al punto che è necessario passare agli acciai legati al nichel-cromo-molibdeno a struttura ferritica.
Oltre i 560°C può essere necessario adottare acciai ad alto tenore di nichel e cromo a struttura austenitica, che hanno ottime caratteristiche meccaniche ma un costo assai più elevato.

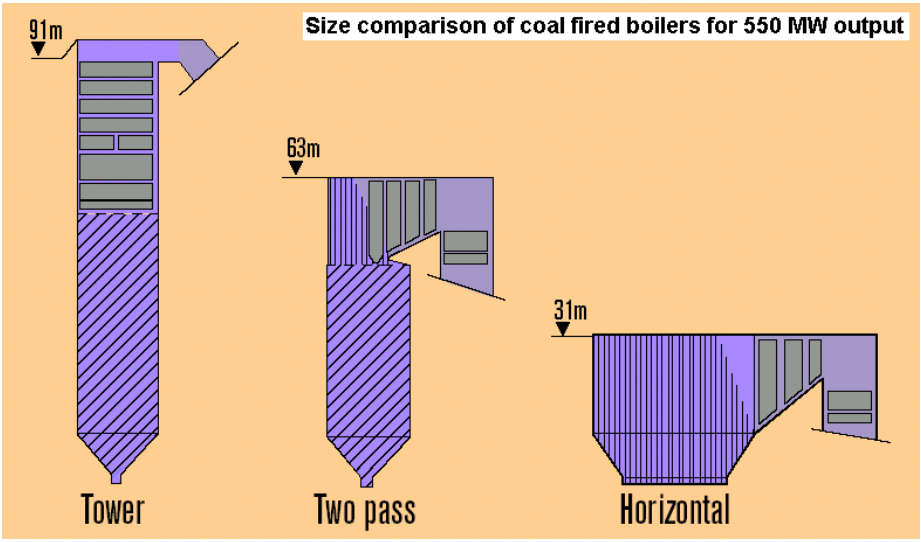
[21] In generale, applicando un carico con intensità crescente fino ad un certo valore, la deformazione non cessa di aumentare nello stesso istante in cui si è stabilizzato il carico, ma prosegue in modo tanto più sensibile quanto più elevato è il carico raggiunto o la temperatura alla quale si esegue la prova.
La deformazione ed i fenomeni ad essa conseguenti sono pertanto funzione dello sforzo, della durata di applicazione di questo, e della temperatura.
Se si applica un certo sforzo σ a temperatura t, nell'andamento della deformazione si possono distinguere tre fasi: la prima comporta un rapido scorrimento di assestamento, che va rallentando fino a stabilizzarsi dopo alcune decine di ore; durante la seconda fase, di lunga durata, lo scorrimento è impercettibile e quasi lineare nel tempo; la terza fase è caratterizzata da uno scorrimento crescente fino alla rottura.

Materiali per tubazioni impiegati nelle centrali termoelettriche	
Acqua industriale e condensato	Acciaio al carbonio Alluminio Materie plastiche (t<100°C)
Vapore	Acciai al carbonio (t<430°C) Acciai ferritici Acciai basso-legati al molibdeno (t=430÷530°C) Acciai medio-legati al cromo-molibdeno (t=530÷570°C) Acciai alto-legati al cromo-molibdeno-vanadio (t>560°C) Acciai austenitici al cromo-nichel (t>600°C)
Acidi	Acciai inossidabili rivestiti di ebanite
Alcali	Acciai inossidabili
Acqua demineralizzata	Acciai inossidabili
Aria	Acciaio Acciaio zincato Rame
Prodotti della combustione	Acciaio protetto da gunite
Acqua di mare	Cemento Ghisa Materie plastiche
Fognature	Gres Ghisa Cemento
Ceneri	Ghisa Basalto

Per ridurre i costi dei materiali impiegati negli impianti ultrasupercritici (leghe a base di nichel) si cerca di ridurre le dimensioni del generatore di vapore, a parità di potenza resa.
Un progetto Siemens per generatori di vapore funzionanti a 350 bar e 700°C prevede caldaie di limitata altezza e a sviluppo orizzontale.



Con la camera di combustione alta circa 31 metri, si può alzare il livello del piano di turbina in modo da ridurre la lunghezza delle tubazioni del vapore tra caldaia e turbina.

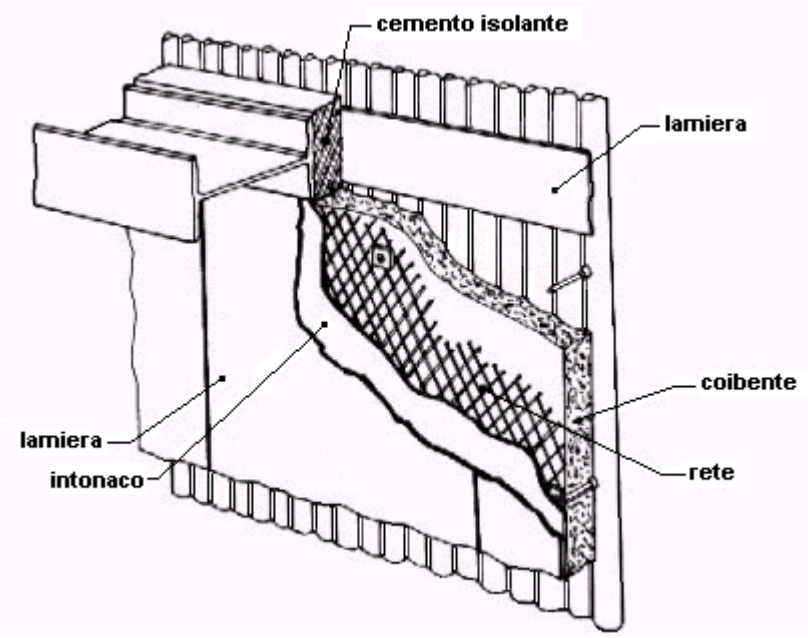


I costi totali di investimento di un impianto ultrasupercritico (temperatura vapore = 700°C) sono circa il 120% di quelli di un impianto convenzionale (temperatura vapore = 540°C).
Con la caldaia orizzontale si stima che tali costi si riducano al 107%.

3.5. Isolamento termico del generatore di vapore

I generatori di vapore sono completamente racchiusi da un doppio involucro di lamiera con interposto materiale coibente.
L'isolamento termico viene di solito proporzionato in modo che la superficie esterna della lamiera assuma una sovratemperatura di circa 30°C verso l'ambiente esterno.
Tra gli isolanti normalmente impiegati troviamo:

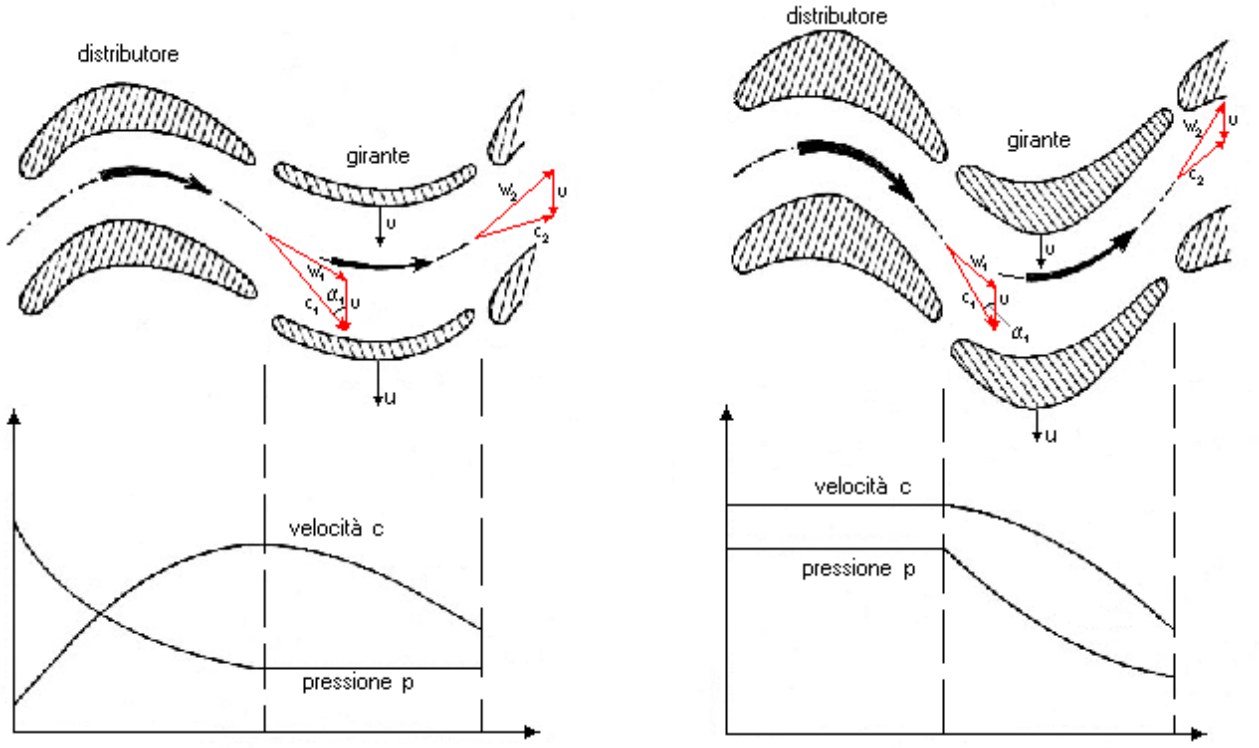
- lana di roccia
  composta di fibre di roccia silicea, alluminosa, vulcanica;
  resistente agli acidi non concentrati;
  impiegata fino a 700°C.
- lana di vetro
  composta di fibre ricavate da masse vetrose, ottenute mediante fusione e fibraggio;
  resistente agli acidi non concentrati;
  impiegata fino a 500°C.
- cemento isolante plastico AT
  composto da una miscela di fiocchi di lana minerale granulata con diatomite;
  impiegato fino a 650°C.
- cemento isolante plastico BT
  composto da una miscela di carbonato di magnesio e fibre isolanti;
  impiegato fino a 350°C.
- vetro cellulare
  ottenuto per espansione di vetro fuso e raffreddato in particolari condizioni;
  resistente agli acidi;
  impiegato fino a 430°C.



Coibentazione della camera di combustione

4. Turbine a vapore

La turbina a vapore è la macchina nella quale l'energia termica si trasforma in energia meccanica, utilizzando getti di vapore che fanno ruotare una o più corone di palette mobili opportunamente sagomate e riportate circolarmente su dischi o su tamburi solidali a un albero motore che passa per il centro di figura delle corone di palette suddette. L'assieme delle palette mobili, dei dischi e dei tamburi e dell'albero motore costituisce il rotore. Esso gira nell'interno di un involucro di forma quasi cilindrica, e perciò spesso indicato come cilindro o più generalmente corpo della turbina, che costituisce lo statore. Lo statore a sua volta comprende i condotti di adduzione e di scarico del vapore e i distributori. Questi ultimi sono condotti a sezione variabile secondo una legge calcolata accuratamente e sono disposti lungo un asse di andamento prefissato in modo che allo sbocco il vapore venga indirizzato sulle palette mobili a una velocità di intensità e direzione tale da lavorare sulle palette in questione con ottimo rendimento.
Il percorso del vapore nell'interno della turbina viene delimitato da una successione alternata di condotti fissi e condotti mobili, che sono realizzati entrambi con palette e che rimangono permanentemente in comunicazione tra di loro affinché l'efflusso avvenga senza interruzione.
In funzione della direzione del vapore, la turbina può essere assiale (il deflusso del vapore avviene secondo l'asse della turbina) o radiale (il deflusso avviene in direzioni perpendicolari all'asse).
A seconda delle modalità di trasformazione dell'energia termica, la turbina può essere ad azione o a reazione. Nelle turbine ad azione la trasformazione dell'energia termica in energia cinetica avviene esclusivamente nel distributore; nelle turbine a reazione tale trasformazione avviene in parte nel distributore e in parte nella girante.
Le turbine attualmente impiegate nelle centrali termoelettriche sono tutte del tipo assiale e sono miste, ad azione e a reazione.



a) b)

Andamento della velocità e della pressione nei due tipi di turbina:
a) ad azione b) a reazione

L'efflusso del vapore dagli ugelli è governato dall'equazione del moto dei fluidi in regime permanente:

$$Az_0 + A\frac{c_0^{\,2}}{2g} + h_o = Az_1 + A\frac{c_1^{\,2}}{2g} + h_1 + Q + AL$$

dove:

z_0 e z_1 sono le quote delle sezioni di entrata (0) e di uscita (1) rispetto al piano di riferimento,
c_0 e c_1 sono le velocità di entrata e di uscita del vapore,
h_0 e h_1 sono le entalpie di entrata e di uscita del vapore,
Q è la quantità di calore scambiata con l'esterno,
L è il lavoro eseguito dal fluido nel suo percorso,
A è l'equivalente termico dell'unità di lavoro ($A = \frac{1}{4186}\frac{kcal}{J} = \frac{1}{427}\frac{kcal}{kgm}$).

Considerando che l'espansione è adiabatica, che non si produce lavoro, che il termine (z_0-z_1) è trascurabile e che pure è trascurabile l'energia cinetica nella sezione di entrata, si può scrivere:

$$A\frac{c_1^{\,2}}{2g} = (h_0 - h_1) \qquad\qquad c_1 = \sqrt{\frac{2g}{A}(h_0 - h_1)} = 91{,}5\sqrt{h_0 - h_1}$$

In realtà, per effetto degli attriti, una parte di energia cinetica si trasforma in calore e quindi il contenuto termico del vapore nella sezione di uscita non sarà quello corrispondente all'espansione adiabatica ma un po' superiore.
La velocità effettiva c_{1r} assumerà quindi un valore inferiore:

$$c_{1r} = \varphi \cdot 91{,}5 \cdot \sqrt{h_0 - h_1}$$

con $\varphi = 0{,}94 \div 0{,}99$.
Nelle turbine ad azione l'intero salto di pressione è convertito in energia cinetica negli ugelli fissi (distributore), mentre nelle turbine a reazione si ha una caduta di pressione sia nella palettatura fissa che in quella mobile.
L'albero delle turbine è sempre orizzontale ed il flusso del vapore nelle palettature è assiale; distributore e girante hanno lo stesso diametro medio e perciò la velocità periferica all'ingresso e all'uscita della girante è la stessa.

4.1. Turbine ad azione

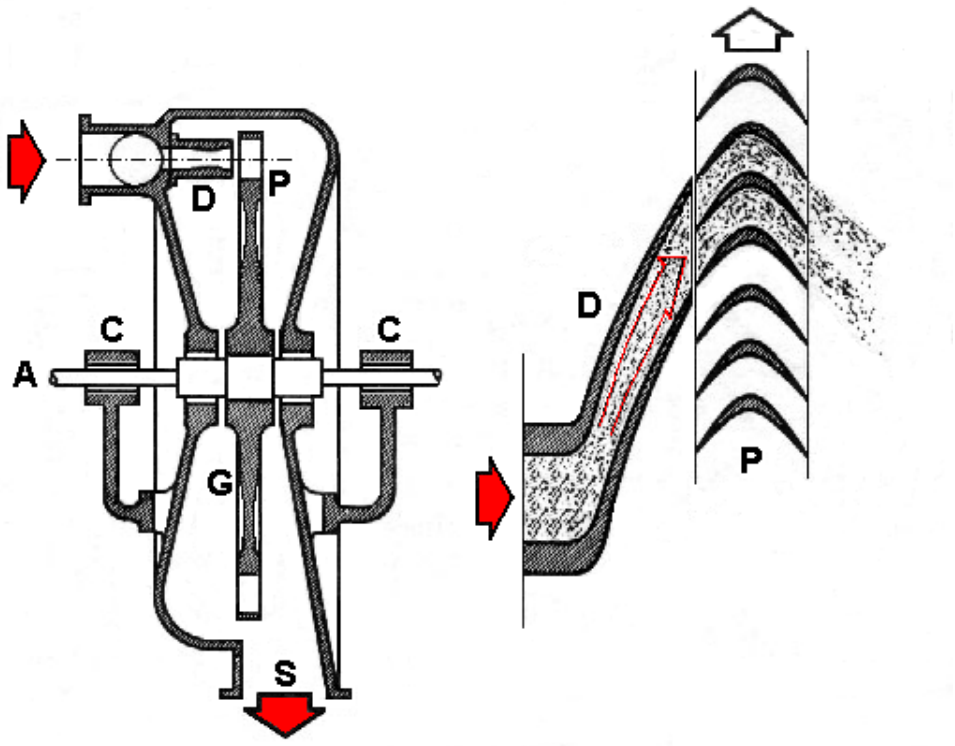
Il vapore attraversa il distributore, del tipo convergente-divergente, e si espande diminuendo la propria pressione e aumentando la velocità. Esce dal distributore e investe la palettatura della girante con velocità relativa tangente alle palette nel loro bordo d'entrata.
Le palette, con il loro profilo simmetrico, determinano dei condotti a sezione costante che sono attraversati dal vapore con velocità relativa costante e senza variazioni di pressione.
La curvatura delle palette obbliga il vapore a deviare dalla direzione iniziale imposta dal distributore; pertanto il vapore esercita sulle palette una spinta diretta secondo la tangente alla circonferenza periferica della girante.
Trascurando le perdite per attrito, la velocità relativa w_2 di uscita dalla girante sarà uguale a quella d'ingresso w_1 e tangente al bordo d'uscita delle palette. In realtà $w_{2r} = \psi w_1$, con ψ=0,85÷0,90.
La velocità assoluta di uscita c_2 sarà data dalla somma vettoriale di w_2 e u

$$\vec{c}_2 = \vec{w}_2 + \vec{u}$$

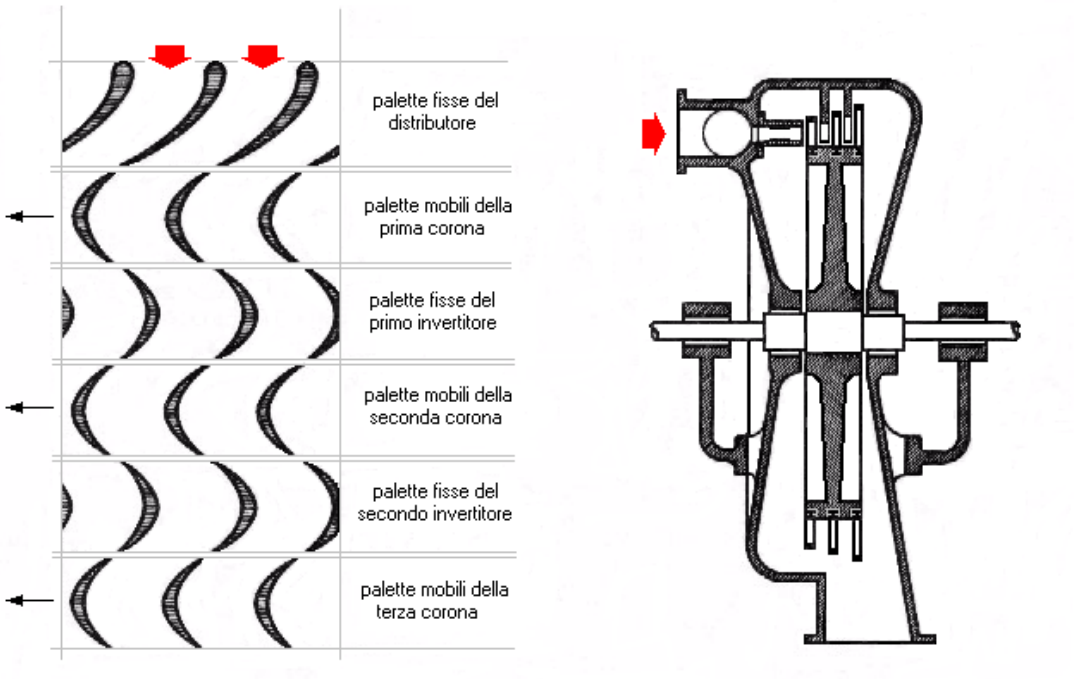
e dovrà avere direzione assiale per conseguire minime perdite allo scarico.
Detto α_1 l'angolo fra la velocità c_1 di uscita dal distributore e la velocità u di trascinamento, tale condizione sarà soddisfatta se il coefficiente di velocità periferica $k_p = u/c_1$ sarà uguale a:

$$k_p = \frac{u}{c_1} = \frac{1}{2}\cos\alpha_1 \qquad\qquad u = \frac{1}{2} c_1 \cdot \cos\alpha_1$$

Il rendimento aumenta al diminuire dell'angolo α_1; normalmente si tengono valori di 14÷20°, cui corrisponde k_p=0,47÷0,48.
In figura è rappresentata (in sezione verticale e trasversale) una turbina ad azione monocellulare, ossia costituita da un solo ugello distributore D e da un'unica girante G montata su un albero A supportato da due cuscinetti C.



La girante porta sulla sua circonferenza una serie di palette P sagomate in modo opportuno.
Sia l'ugello che la girante sono racchiusi in un involucro chiamato cassa della turbina.
Il vapore viene alla fine scaricato dalla parte inferiore S.
La velocità di una turbina monocellulare è estremamente elevata; non è possibile quindi utilizzare una simile macchina per l'accoppiamento con gli alternatori, la cui velocità angolare massima è di 3000 giri al minuto.
Il problema viene risolto suddividendo il rotore in più corone di palette rotanti, intercalate da file di palette fisse che hanno il solo compito di deviare il flusso di vapore sulle successive palette mobili secondo la direzione migliore.
A pari velocità c_1 di efflusso dal distributore, la velocità periferica u è n volte minore (essendo n il numero degli stadi o salti).
Questo tipo di turbina ad azione è conosciuta sotto il nome di turbina Curtiss, dal nome del suo ideatore, o turbina a salti di velocità.


palette fisse del distributore
palette mobili della prima corona
palette fisse del primo invertitore
palette mobili della seconda corona
palette fisse del secondo invertitore
palette mobili della terza corona

Turbina ad azione a salti di velocità

Altro tipo di turbina ad azione è quella a salti di pressione (Rateau): in essa la trasformazione dell'energia termica in energia cinetica è effettuata per salti, tramite più distributori ad ognuno dei quali succede una girante. Gli ugelli distributori sono fissati a diaframmi che separano le varie camere delle giranti; in ciascuna camera trova posto una ruota montata sull'asse che porta alla sua periferia una corona di palette ad azione. In corrispondenza del passaggio d'albero i diaframmi sono provvisti di anelli di tenuta per ridurre al minimo le fughe di vapore.
Il vapore che giunge alla turbina fraziona la propria espansione da monte a valle nei successivi distributori, mentre in ciascuna camera la pressione si mantiene uguale sui due fianchi della girante. Perciò da monte a valle di ciascun diaframma si ha un salto di pressione, seguito nella girante da un salto di velocità.
A pari salto di pressione la velocità c_1, e quindi la velocità periferica u, sono tanto minori quanto è maggiore il numero degli stadi.

4.2. Turbine a reazione

Il principio di funzionamento di una turbina a reazione (Parson) può essere così schematizzato: il vapore si espande all'uscita di un ugello, acquistando velocità, e per reazione provoca lo spostamento della girante in direzione contraria a quella dell'espansione.
In effetti le turbine a reazione sfruttano due diversi fenomeni: il vapore inizia la sua espansione negli ugelli del distributore fisso e la continua nei condotti delimitati dalle palette della girante, dove aumenta progressivamente di velocità. Ne deriva che la spinta che provoca la rotazione della girante è generata non solo ad opera dell'energia cinetica posseduta dal vapore ma anche dalla reazione provocata dalla sua espansione nel vano tra una paletta e l'altra della girante.
La turbina a reazione dispone quindi sempre di un certo grado di azione, dovuto alla trasformazione di energia che avviene ad opera del distributore.
Il getto del vapore, che in un elemento ad azione si poteva far incidere solo su di un arco della girante, nel caso di un elemento a reazione deve necessariamente incidere su tutta la superficie della ruota in quanto, a causa della differenza di pressione tra monte e valle delle palettature, avverrebbe un passaggio disordinato di vapore attraverso le palette non colpite direttamente dal fluido.
Un elemento a reazione deve essere perciò necessariamente ad ammissione totale e non può essere parzializzato.
Il profilo delle palette mobili di una turbina a reazione assume la forma di quelle fisse del distributore, con una curvatura minore rispetto a quelle ad azione e con una disposizione tale da formare un vano tra paletta e paletta che si restringe nella parte corrispondente all'uscita del vapore, in modo da conferirgli un aumento di velocità.
Infatti la velocità relativa di uscita w_2 è maggiore di quella d'ingresso w_1.
Affinché la velocità assoluta di uscita c_2 sia assiale e quindi con perdite minime, il coefficiente di velocità periferica k_p deve risultare:

$$k_p = \frac{u}{c_1} = \cos\alpha_1 \qquad\qquad u = c_1 \cdot \cos\alpha_1$$

Si definisce grado di reazione il rapporto fra il salto entalpico elaborato nella girante Δh_g e il salto entalpico totale Δh_{tot}:

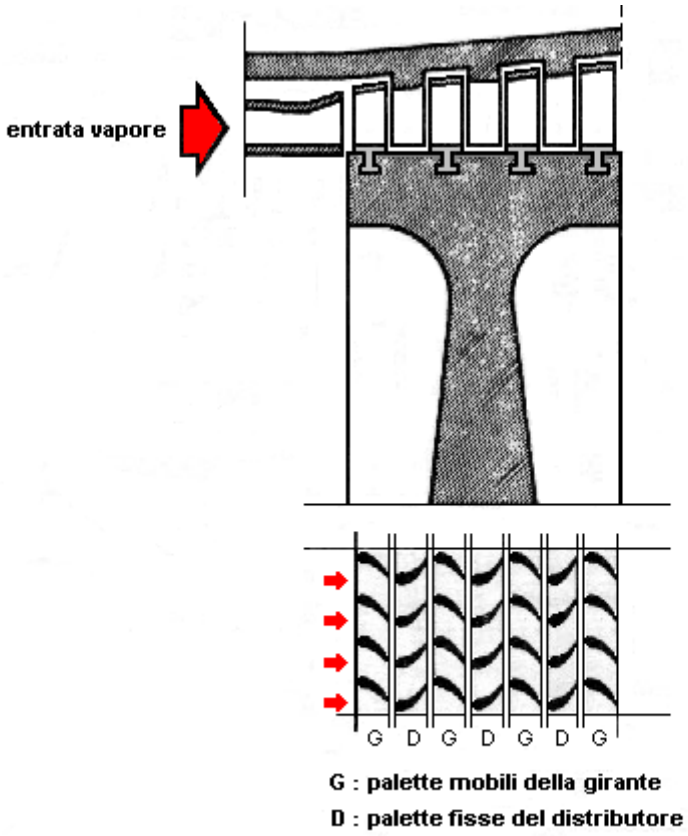
$$\rho = \frac{\Delta h_g}{\Delta h_{tot}} = \frac{\frac{1}{2g}(w_2^{\,2} - w_1^{\,2})}{\frac{1}{2g}(c_1^{\,2} + w_2^{\,2} - w_1^{\,2})} = \frac{w_2^{\,2} - w_1^{\,2}}{c_1^{\,2} + w_2^{\,2} - w_1^{\,2}}$$

Il grado di reazione può anche essere espresso in funzione dell'angolo α_1 tra c_1 e u:

$$\rho = \frac{w_2^{\,2} - w_1^{\,2}}{c_1^{\,2} + w_2^{\,2} - w_1^{\,2}} = \frac{c_1^{\,2} - c_1^{\,2}\,\mathrm{sen}^2\alpha_1}{c_1^{\,2} + c_1^{\,2} - c_1^{\,2}\,\mathrm{sen}^2\alpha_1} = \frac{\cos^2\alpha_1}{1 + \cos^2\alpha_1}$$

Se α_1 è piccolo, ρ tende a 1/2.
La turbina a reazione ha un rendimento a pieno carico maggiore di quella ad azione, ma il rendimento è più variabile al variare della portata del vapore.

Anche nel caso delle turbine a reazione la macchina composta da un solo stadio è irrealizzabile, per cui il salto di pressione disponibile è suddiviso in vari stadi.



Un elemento a reazione, a parità di salto termico utilizzato, ha una velocità periferica pari a circa 1,5 volte quella di un corrispondente elemento ad azione. Ne deriva che, a parità di velocità periferica massima compatibile, un elemento a reazione può sfruttare un salto termico metà di quello del corrispondente elemento ad azione.
A parità di salto totale disponibile occorrerà un numero maggiore di elementi a reazione rispetto a quelli ad azione: pertanto si avranno macchine meno compatte e di lunghezza superiore.

4.3. Rendimento delle turbine

Le perdite in una turbina a vapore sono dovute principalmente agli attriti interni causati dal moto del vapore nelle palettature fisse e mobili, alle perdite allo scarico ed alle fughe di vapore che si hanno fra stadio e stadio e verso l'esterno.
L'espansione fra la pressione di ingresso turbina e quella di scarico al condensatore avviene pertanto con un aumento di entropia e una diminuzione di salto entalpico utile rispetto al teorico. Nel diagramma entropico e nel diagramma di Mollier la curva di espansione effettiva si inclina vieppiù verso destra, soprattutto alle basse pressioni.
Il rendimento interno o termodinamico, dato dal rapporto tra salto entalpico reale e salto entalpico adiabatico, si aggira intorno a 0,9: è maggiore per le ruote a reazione, mentre è più costante al variare del carico per quelle ad azione.
Le incrostazioni delle palettature, dovute generalmente a depositi di silice trascinata dalla caldaia, aumentano le perdite per attrito.
Le perdite per effetto ventilante nell'atmosfera di vapore dipendono dalla velocità periferica della girante, dalla densità del mezzo, dalla lunghezza delle palette e dalla frazione di arco non abbracciata dal distributore (infatti quando l'arco non è abbracciato dal distributore, il vapore in esso presente ristagna e al successivo passaggio sotto gli ugelli fissi dovrà essere spostato dal vapore effluente).
La presenza di goccioline d'acqua negli stadi finali dell'espansione del vapore provoca urti sul dorso delle pale e quindi un'azione di frenatura con perdita di rendimento che aumenta al diminuire del titolo.
Le perdite allo scarico sono costituite da quattro componenti: perdite effettive di distacco (dovute all'energia cinetica del vapore che lascia l'ultimo stadio), perdite dovute al raccordo tra turbina e condensatore (dovute al cambio di direzione della velocità del vapore che esce dalla turbina ed entra nel condensatore), perdite per restrizione anulare (attrito all'ingresso del condensatore), perdite per vortici (sensibili soprattutto ai bassi carichi o con alta pressione allo scarico).
Esistono infine le perdite meccaniche, dovute all'attrito nei supporti, la cui energia relativa è dissipata in calore fornito all'olio di lubrificazione.

Il consumo specifico della turbina e del relativo ciclo rigenerativo viene ricavato da bilancio termico.
A seconda delle finalità che si prefigge, il bilancio termico può essere di collaudo, in condizioni nominali di funzionamento e in condizioni diverse dalle nominali.
Il bilancio termico di collaudo ha come scopo principale la verifica delle garanzie di funzionamento ed efficienza delle parti dell'impianto previste nel contratto di fornitura e viene eseguito secondo le norme ASME (*American Society of Mechanical Engineers*).
L'esecuzione di questo bilancio parte da certe situazioni d'impianto concordate con il costruttore, in ogni caso prossime alle condizioni di progetto, per arrivare a determinare un consumo specifico di prova. Da questo, con opportune correzioni per compensare gli scostamenti dei parametri dai valori di progetto, si risale al consumo specifico di collaudo.
Il consumo specifico lordo di turbina sarà dato dal rapporto tra calore posseduto nell'unità di tempo dal vapore entrante in turbina (somma delle portate del vapore all'ammissione e alla riammissione moltiplicate per i rispettivi salti entalpici) e potenza sviluppata.
Per determinare queste grandezze viene installata una strumentazione di precisione, atta a rilevare le temperature e le pressioni dei fluidi in ingresso e in uscita dalla turbina e dai riscaldatori del condensato e dell'alimento. Per calcolare le singole portate si parte dalla misura della portata del condensato all'ingresso del degasatore effettuata con boccaglio tarato. Le portate degli spillamenti vengono ricavate tramite bilanci termici ai riscaldatori.

La misura di tutte le fughe più importanti (sfuggite da valvole e da tenute interne di turbina) è eseguita mediante diaframmi o ricavata dai valori forniti dal costruttore.
Viene infine rilevata la potenza elettrica fornita dall'alternatore e quella assorbita dai servizi ausiliari.
L'elaborazione delle misure eseguite durante la prova permette di ricavare entalpie ed entropie necessarie all'esecuzione dei bilanci termici.
Da notare che non è possibile ricavare lo stato del vapore allo scarico della turbina BP e di quello spillato per i primi riscaldatori di bassa pressione, in quanto ci si trova nel campo del vapore saturo umido: in questi casi i valori entalpici vengono ricavati indirettamente, con metodo iterativo, intersecando la curva di espansione con le isobare corrispondenti e riverificando i relativi bilanci termici.

4.4. Scelta del tipo di turbina

Le turbine ad azione a salti di velocità presentano i seguenti vantaggi:

- possibilità di sfruttare elevati salti entalpici in confronto alle turbine a reazione:
  infatti il salto entalpico elaborato dalle turbine ad azione è

$$\Delta h_{azione} = A \cdot \frac{c_1^{\,2}}{2g} = \frac{A}{2g} \cdot \left(\frac{u}{k_p} \right)^2 = \frac{4A}{2g \cdot \cos^2 \alpha_1} \cdot u^2$$

  mentre quello elaborato dalle turbine a reazione è

$$\Delta h_{reazione} = \frac{A}{2g} \cdot \frac{(1 + \cos^2 \alpha_1)}{\cos^2 \alpha_1} \cdot u^2$$

  e quindi, a pari velocità periferica u, il salto entalpico della ruota ad azione è più che doppio di quello della ruota a reazione;
- minori difficoltà costruttive a guadagno della leggerezza e della compattezza della macchina, dovute alla bassa pressione a valle del distributore;
- possibilità di parzializzare l'ammissione del vapore;
- elevato rendimento volumetrico, dovuto all'assenza di fughe tra stadio e stadio.

Per contro esse presentano un minor rendimento termodinamico.

Le turbine a reazione hanno i seguenti vantaggi:

- maggiore regolarità di efflusso del vapore a causa della costruzione semplicemente convergente dei condotti;
- miglior rendimento al massimo carico, poiché le perdite per attrito, che dipendono dalle velocità c_1 e w_2, sono inferiori.
  Infatti, a pari velocità periferica u, risulta

$$c_1 = \frac{u}{k_p} = \frac{u}{\cos\alpha_1} \qquad \text{per le turbine a reazione,}$$

$$c_1 = \frac{2u}{\cos\alpha_1} \qquad \text{per le turbine ad azione}$$

- riduzione delle perdite per ventilazione, poiché la differenza di pressione tra monte e valle della girante porta necessariamente all'ammissione lungo tutta la periferia della girante.

Esse presentano però i seguenti svantaggi:

- negli elementi ad alta pressione l'ammissione lungo tutta la periferia della girante, a causa delle alte velocità di efflusso e del basso volume specifico del vapore, comporta sezioni di efflusso estremamente piccole e di conseguenza altezze delle palette inaccettabili;
- il rendimento volumetrico, legato alle fughe di vapore tra stadio e stadio, è minore di quello delle turbine ad azione;
- la differenza di pressione tra le sezioni di ingresso e uscita delle giranti comporta una notevole spinta assiale, che deve essere opportunamente equilibrata mediante accorgimenti costruttivi.

Le turbine impiegate nelle centrali termoelettriche ENEL hanno potenze standard di 320 e 660 MW, con pressioni all'ammissione di circa 170 kg/cm^2 per gli impianti subcritici e circa 250 kg/cm^2 per quelli ipercritici; la temperatura all'ammissione e alla riammissione è di 538÷565°C e la pressione allo scarico è di 0,03÷0,06 ata.
Lo sfruttamento di simili caratteristiche richiede l'impiego di macchine di grandi dimensioni e con numerosi stadi, che realizzano il frazionamento del salto disponibile.
Di solito il primo stadio ad alta pressione è del tipo ad azione a due salti di velocità: in tal modo il vapore diminuisce di temperatura e di pressione totalmente nel distributore ed il proporzionamento del resto della macchina risulta meno oneroso dal punto di vista costruttivo.
Gli stadi a valle, suddivisi nei corpi di media e di bassa pressione, sono in genere a reazione.
Con questa disposizione si raggiungono i seguenti vantaggi:

- si riduce il numero degli stadi e quindi il peso, il costo e l'ingombro della turbina; infatti, a pari velocità periferica, il salto entalpico elaborato da una ruota ad azione è maggiore;
- si riducono la pressione e la temperatura a cui è sottoposta la cassa della turbina, perché, subito a valle del distributore della prima ruota ad azione, entrambe risultano notevolmente abbassate;
- si può tenere un diametro medio abbastanza elevato nei primi stadi, anche se la portata di vapore è modesta, grazie alla possibilità di parzializzazione delle ruote ad azione;
- si può regolare la potenza mediante la parzializzazione;
- si recupera parzialmente negli stadi a reazione la maggior perdita di salto entalpico degli stadi ad azione.

Per quanto riguarda la scelta della velocità di rotazione, occorre tenere presente che, per aumentare il salto elaborato in uno stadio aumentando le velocità, non si può spingere il diametro medio D_m oltre certi limiti. Nei corpi ad alta pressione, per i quali la sezione di efflusso del vapore è piccola, converrebbe quindi aumentare la velocità di rotazione oltre i 3000 giri/min.
E' infatti possibile ricavare la sezione totale di efflusso dal distributore, essendo noti la velocità assoluta c_1, l'angolo α_1 tra c_1 e u_1, la portata di vapore G_v e il volume specifico del vapore v_1:

$$S_1 = \frac{G_v \cdot v_1}{c_1 \cdot sen\alpha_1}$$

Poiché il volume specifico negli stadi ad alta pressione è assai basso, la sezione risulterà piccola.
Essendo la sezione di passaggio del vapore pari a:

$$S = \pi \cdot D_m \cdot h \cdot \xi$$

(dove ξ è un coefficiente di riduzione che tiene conto dello spessore dei diaframmi), si dovrà tenere un diametro D_m abbastanza piccolo per non ridurre l'altezza h delle palette a valori troppo esigui.

Nelle ruote ad azione si può poi ricorrere alla parzializzazione; in tal caso, assumendo un'altezza dell'ugello e delle palette di almeno 10 mm per ridurre le perdite per attriti, si ricava l'arco $a = \frac{S}{h}$ occupato dagli ugelli.
In ogni caso, a pari D_m, all'aumentare della velocità di rotazione n aumenta la velocità periferica u e quindi il salto entalpico elaborato per ogni stadio.
Al contrario, nell'ultimo stadio di bassa pressione, a causa dell'elevato volume specifico v_2 del vapore, la sezione di uscita S_2 dovrà essere molto grande (anche se la portata di vapore G'_v è diminuita per gli spillamenti operati):

$$S_2 = \frac{G'_v \cdot v_2}{c_2}$$

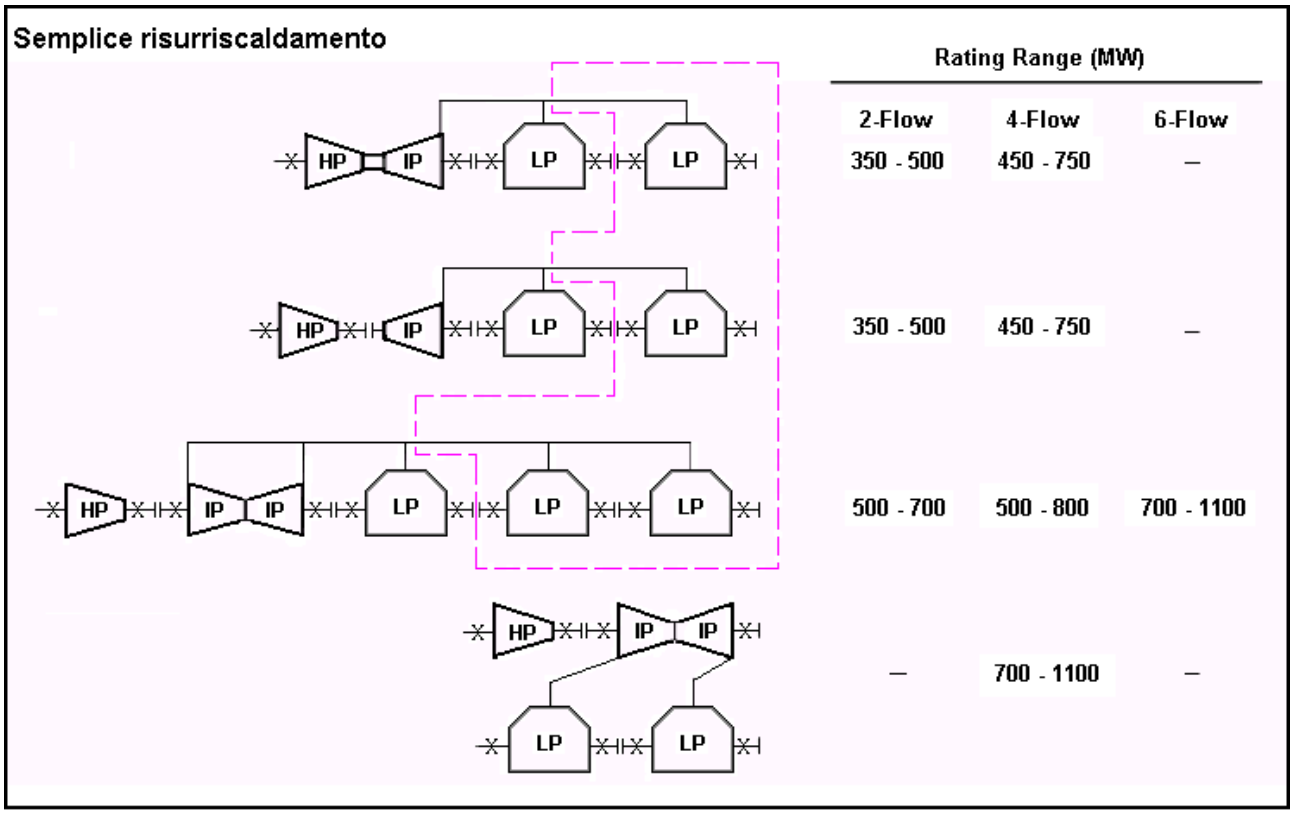
Non si può d'altra parte aumentare la velocità assoluta di uscita c_2.
Infatti, mentre in tutti gli stadi tale velocità viene recuperata nello stadio successivo, nell'ultimo essa dà luogo ad una perdita pari a $\frac{{c_2}^2}{2g}$.
Tale perdita può essere anche cospicua, perché nelle turbine a condensazione la pressione assoluta allo scarico è bassissima.
Non si può d'altra parte aumentare molto S poiché, aumentando l'altezza delle palette, si raggiungono velocità periferiche, e quindi sollecitazioni di trazione alla radice, troppo elevate.
Il valore massimo ammesso della velocità periferica varia da 400 a 600 m/s a seconda dei materiali impiegati, cui corrisponde, per n=3000 giri/min, una lunghezza delle pale variabile da 0,8 a 1,2 metri circa.
Per poter aumentare la sezione di uscita, e quindi ridurre ulteriormente c_2, occorre dividere la portata del vapore fra più corpi di turbina funzionanti in parallelo, ovvero ridurre la velocità di rotazione e quindi, con pari velocità periferica massima, aumentare il diametro massimo.
Risulta pertanto che, per contemperare le varie esigenze:

- le turbine a condensazione di grande potenza, con vapore surriscaldato ad alta temperatura e pressione, sono progettate a 3000 giri/min;
- le turbine a condensazione di grande potenza, con vapore a media temperatura e pressione, sono progettate a 1500 giri/min perché prevalgono le esigenze degli stadi BP (ad esempio nelle centrali nucleari);
- le turbine a contropressione, in cui manca lo stadio BP, sono previste per velocità superiori a 3000 giri/min (fino a 8000, per piccole macchine) e sono accoppiate all'alternatore con un riduttore ad ingranaggi.

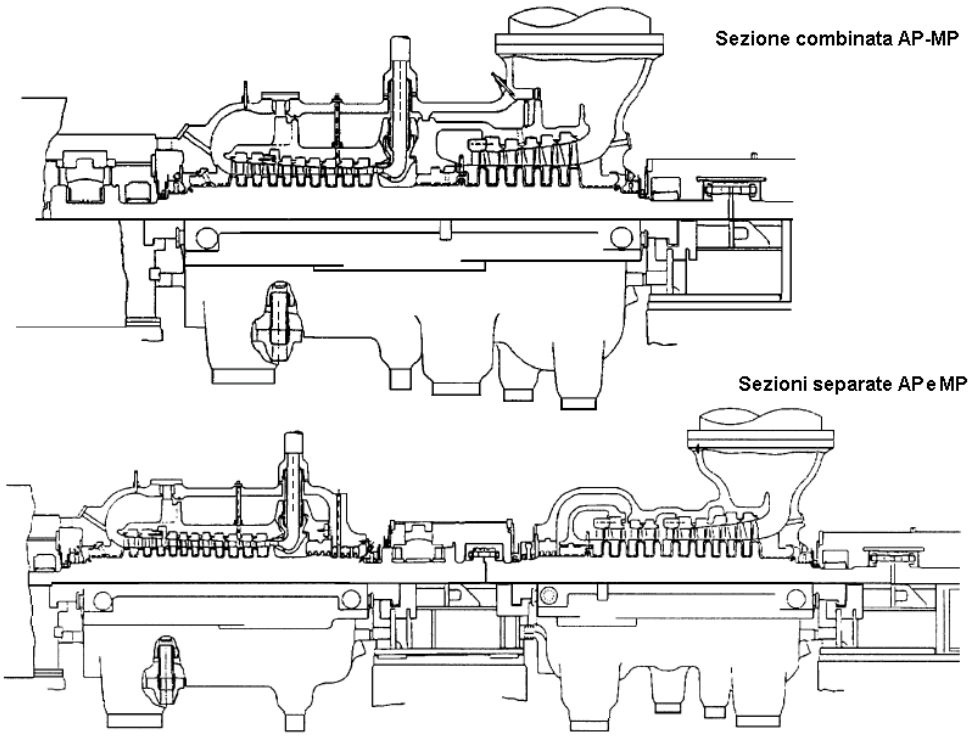
L'adozione del risurriscaldamento comporta un'ulteriore suddivisione della turbina in un corpo di alta pressione ed uno di media pressione, che fanno capo rispettivamente al surriscaldatore e al risurriscaldatore.
I vari corpi della turbina possono essere accoppiati di testa in modo da formare una sola linea d'albero: questa disposizione è detta *tandem-compound*.
Essi possono ugualmente essere montati su due linee d'albero ed allora la turbina si dice *cross-compound.*

Per le applicazioni ultrasupercritiche la più adatta configurazione di turbina dipende essenzialmente dalla potenza, dal numero degli stadi di risurriscaldamento, dalla pressione allo scarico e dagli spillamenti da effettuare.

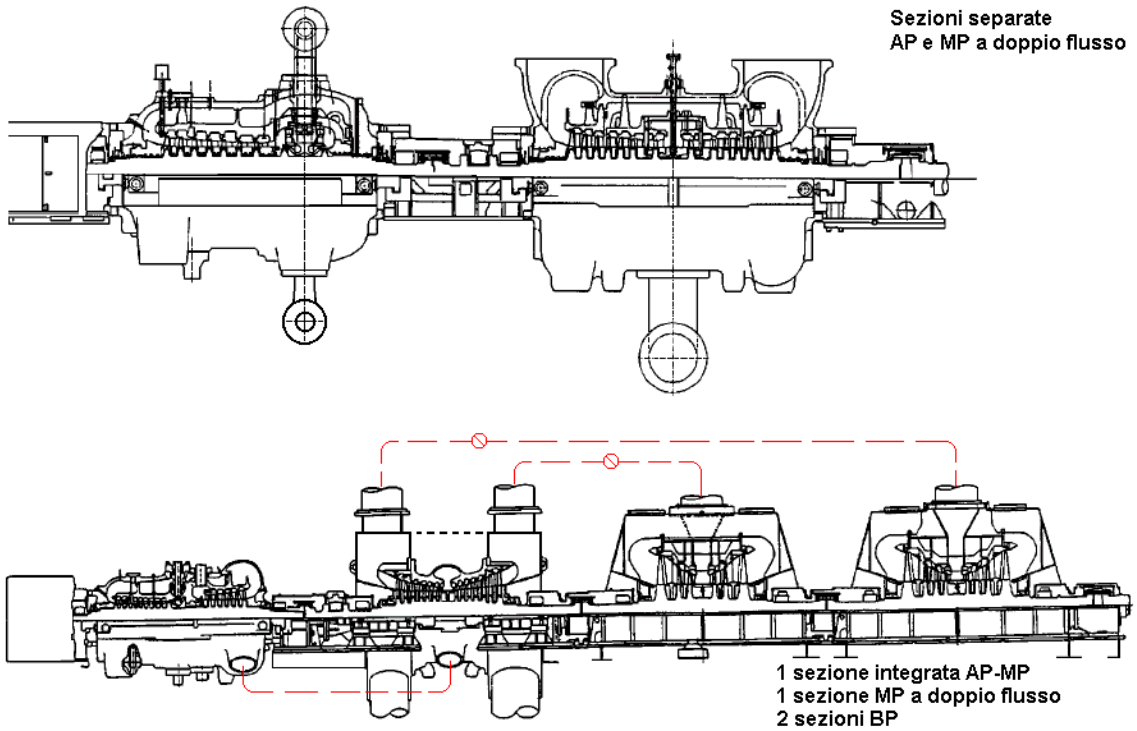
Le configurazioni che possono essere adottate per applicazioni a semplice risurriscaldamento sono illustrate nella figura seguente.



Per la maggior parte delle applicazioni si può utilizzare una sezione di alta-media pressione a flusso contrapposto.
Questa sezione può essere associata con una o due sezioni di bassa pressione a doppio flusso, a seconda della potenza prevista e della pressione allo scarico.
L'adozione della sezione combinata di alta-media pressione rende possibile uno spazio più contenuto per le operazioni di revisione generale, con risparmi nelle dimensioni della sala macchine e nelle fondazioni così come nei costi di manutenzione.
Le unità supercritiche con questo tipo di assetto hanno funzionato egregiamente con potenze superiori a 600 MW per molti anni.
Per rispondere a richieste di applicazioni particolari, sono pure disponibili sezioni ad unico flusso di alta e di media pressione in corpi separati.
Queste due configurazioni sono mostrate nelle figure seguenti.

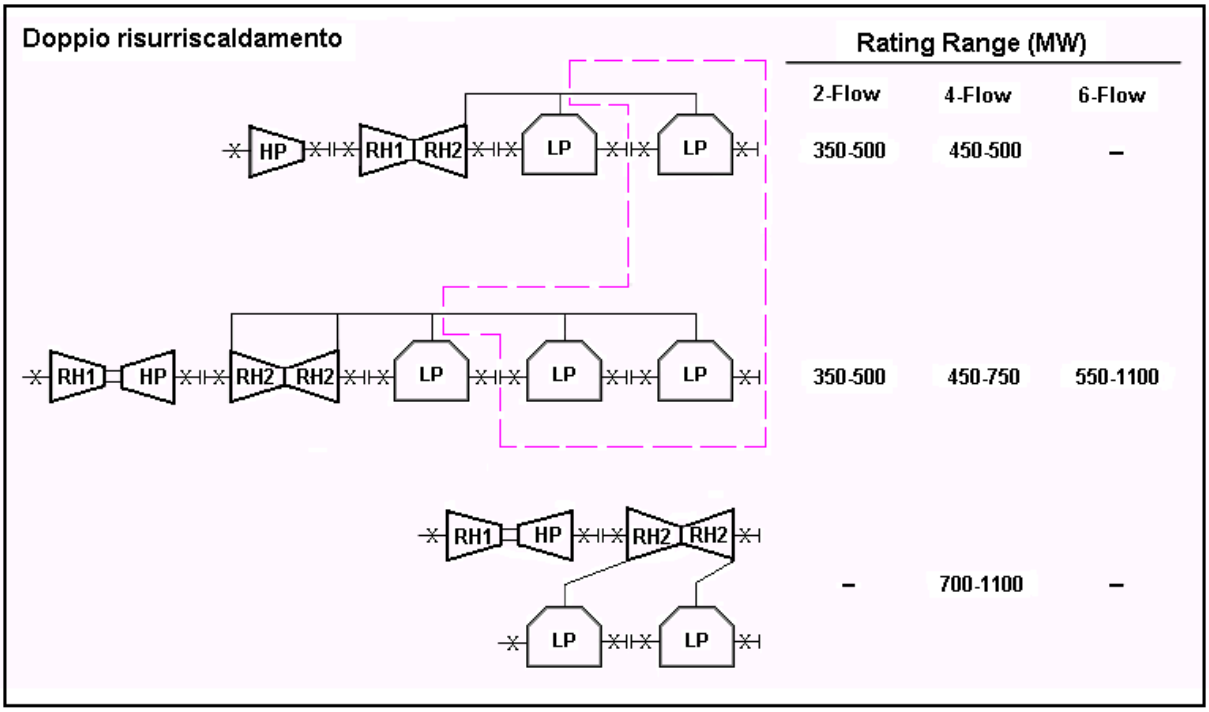


All'aumentare della potenza, esigenze di stabilità e lunghezza dell'ultima fila di palette dello stadio di media pressione fanno adottare la soluzione con la sezione AP a singolo flusso e la sezione MP a doppio flusso in corpi separati.
A queste due sezioni ad alta temperatura si accoppiano una, due o tre sezioni a doppio flusso a bassa pressione. Le configurazioni tandem-compound di questo tipo con tre sezioni BP sono quelle adottate per le unità di più elevata potenza, correntemente progettate per gli impianti ultrasupercritici.

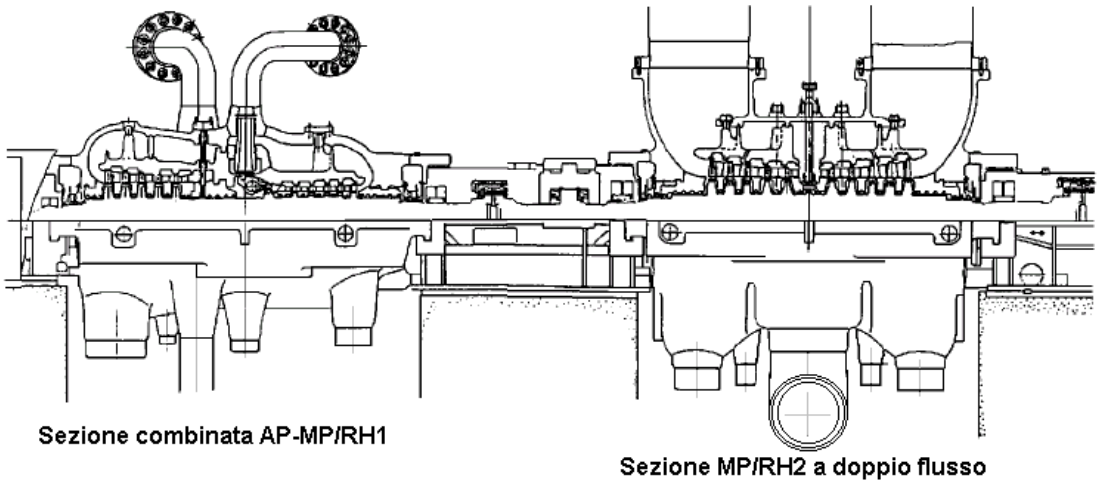


Per le unità di potenza più elevata si può anche scegliere la configurazione cross-compound. Queste unità comprendono un albero, con lo stadio AP a singolo flusso e lo stadio MP a doppio flusso, accoppiato a un alternatore a due poli; un secondo albero a velocità dimezzata, comprendente due sezioni BP, trascina un alternatore a quattro poli. Il vapore allo scarico della turbina MP alimenta le sezioni BP tramite due cross-over.

Per molte delle applicazioni con doppio risurriscaldamento, una sezione AP a semplice flusso indipendente può essere accoppiata a un altro corpo comprendente due sezioni per il vapore RH disposte a flussi contrapposti. La sezione AP e le sezioni MP sono direttamente accoppiate a una, due o tre sezioni BP, a seconda della potenza e del valore della pressione allo scarico.



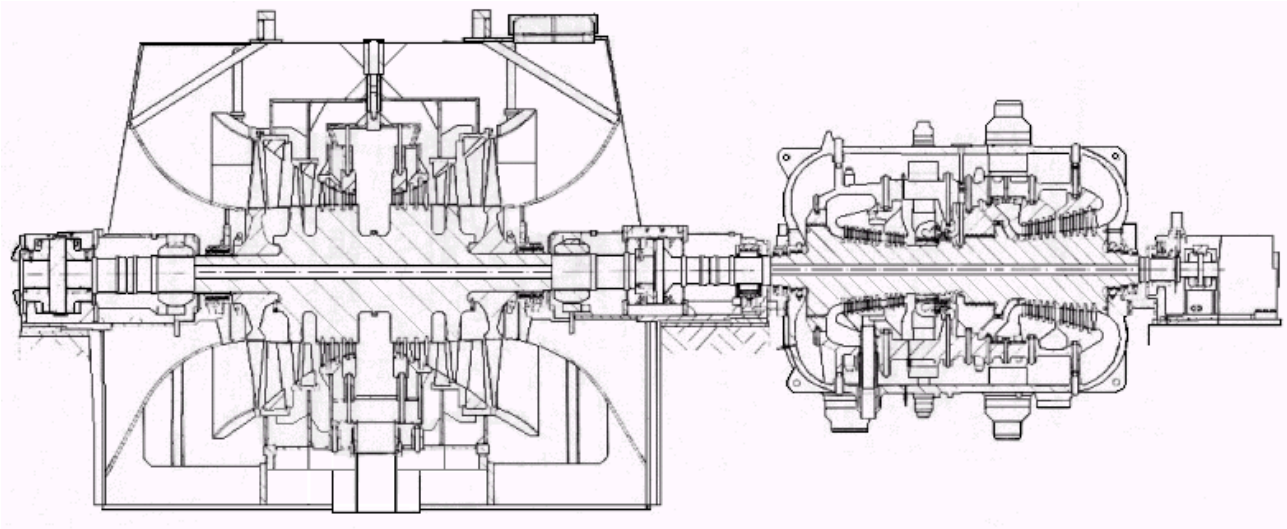
Per unità di grande potenza, si adotta una configurazione con una sezione AP a semplice flusso e una sezione MP-RH1 a semplice flusso in un unico corpo, accoppiate a una sezione MP-RH2 a doppio flusso in un altro corpo.



4.5. Caratteristiche costruttive delle turbine

Le casse o cilindri rappresentano le parti fisse della turbina e sono costituite da due semigusci, quello inferiore e quello superiore, uniti tramite bulloni montati a caldo.
Le dimensioni delle casse dipendono da quelle della palettatura che devono alloggiare e dalle camere per l'ingresso del vapore e per gli spillamenti.
Una turbina è essenzialmente composta da una cassa comando regolazione, da un cilindro di alta pressione (AP), un cilindro di media pressione (MP), incorporato o separato da quello di AP, e uno o più cilindri di bassa pressione (BP).
La cassa comando regolazione contiene tutti gli organi di regolazione e poggia sul cemento della fondazione (cavalletto di turbina) tramite una piastra metallica, il cui scopo è quello di permettere lo slittamento della stessa cassa quando la macchina si dilata.
Il cilindro AP, a seconda delle pressioni di esercizio e delle dimensioni della turbina, può essere del tipo a singolo involucro (ammissione del vapore e settore ugelli inseriti direttamente nell'involucro) oppure a doppia cassa.
La seconda soluzione consente di suddividere in due salti la differenza di pressione esistente tra camera ruota (1° stadio) e l'ambiente esterno; inoltre consente di contenere entro valori accettabili le differenze di temperatura tra superficie interna ed esterna della prima cassa (interna) mediante l'adozione di una barriera di calore. Infatti il vapore, che attraversa la zona anulare compresa tra il cilindro interno e quello esterno, contribuisce a raffreddare per effetto convettivo il cilindro interno e a limitare la trasmissione di calore per irraggiamento dal cilindro interno a quello esterno.
La disposizione a doppio cilindro dei corpi AP e MP conferisce alla macchina una caratteristica di elevata flessibilità nelle fasi di avviamento e di variazione di carico, in quanto i cilindri non subiscono forti variazioni di temperatura.
Le controcasse servono a sostenere i diaframmi (distributori fissi) all'interno delle casse e sono centrate mediante apposite chiavette di bloccaggio. I singoli elementi costituenti i cilindri sono però liberi di dilatarsi radialmente, trasversalmente e longitudinalmente, in modo da ottenere una costruzione particolarmente flessibile ed adatta alle variazioni di carico.
Le superfici della giunzione sono lavorate con estrema precisione e creano una tenuta perfetta che non richiede l'interposizione di guarnizioni.
La costituzione dei cilindri BP dipende essenzialmente dalla quantità di vapore da scaricare; essi possono essere a semplice flusso o a doppio flusso.
Gli involucri a doppio flusso sono costruiti in lamiera d'acciaio saldata, con cassa interna che porta i diaframmi, appoggiata alla fondazione mediante piedi. Il vapore è ammesso al centro dell'involucro e fluisce verso l'esterno in entrambe le direzioni, in modo che le spinte si compensino vicendevolmente.
Per i gruppi da 320 MW la turbina è composta di due soli corpi: il primo congloba le sezioni di alta e media pressione con relative casse interne, il secondo comprende la sezione di bassa pressione a doppio flusso con relativa cassa interna.
Nella turbina Westinghouse (vedi figura seguente) il corpo AP-MP comprende il cilindro esterno, il cilindro interno, i manicotti di tenuta, i compensatori di spinta e i tamburi palettati. Tutti i componenti sono ottenuti per fusione e sono in acciaio legato adatto alle alte temperature. La struttura a doppio cilindro richiede un collegamento telescopico a tenuta tra i manicotti di entrata del vapore, saldati al cilindro esterno, e le camere ugelli, saldate al cilindro interno. Sono pure previsti collegamenti telescopici di tenuta per lo scarico del vapore, che torna in caldaia a risurriscaldarsi, per l'entrata del vapore risurriscaldato e per il primo e il terzo spillamento.
I tamburi palettati sono collegati al cilindro interno con chiavette orizzontali e verticali, che mantengono l'esatta centratura e consentono libere dilatazioni differenziali.

Il cilindro esterno AP-MP presenta quattro zampe, di pezzo con la base, disposte simmetricamente rispetto all'asse della turbina. Le zampe hanno il piano di appoggio in corrispondenza del piano orizzontale assiale della turbina e sono libere di scorrere.
Il collegamento tra lo scarico del vapore MP e la turbina BP è effettuato tramite tubazione (*cross-over*) munita di compensatori di dilatazione e di spinta.
Il corpo BP, in lamiera saldata, è composto da un cilindro esterno, un cilindro interno e un cilindro intermedio disposto tra i precedenti. Le prime file di palette fisse di ciascun flusso sono disposte su anelli montati nel cilindro interno con chiavette orizzontali e verticali. Le altre file di palette fisse sono montate su anelli che sono di pezzo con il cilindro interno o con quello intermedio.
Il corpo BP poggia per tutto il suo perimetro su piastre di fondazione. In corrispondenza della mezzeria trasversale la cassa esterna è ancorata tramite chiavette alle piastre di fondazione, costituendo il punto fisso della turbina. La cassa interna BP è montata in modo da aver libera dilatazione rispetto alla cassa esterna.



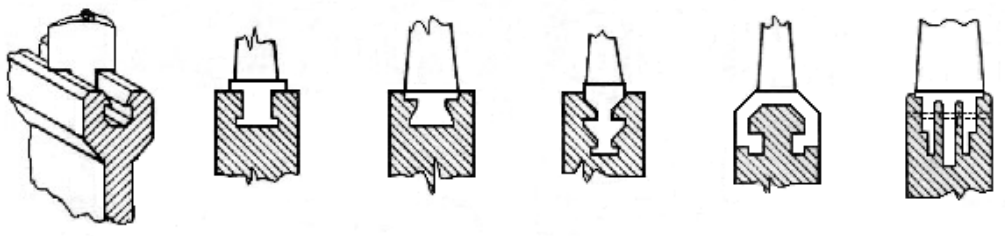
Turbina Tosi – Westinghouse da 320 MW

I rotori di turbina possono essere realizzati in due modi diversi:

- rotori a tamburo o di pezzo,
- rotori multicellulari a dischi calettati.

Il rotore a tamburo ha la forma di un tronco di cono, le cui estremità costituiscono l'albero a diametro ridotto.
I rotori multicellulari sono costituiti da un albero cilindrico e da un certo numero di dischi a diametro crescente; i dischi possono essere calettati, inchiavettati oppure di fusione con l'albero, a seconda se gli alberi sono soggetti a piccole o grandi sollecitazioni.
Generalmente i rotori AP sono di pezzo e i dischi vengono ricavati per tornitura.
I rotori sono normalmente provvisti di un foro assiale, sia per motivi metallurgici, al fine di asportare la parte più impura del lingotto, sia per consentire un esame non distruttivo della zona più interna del fucinato; il foro ha anche lo scopo di facilitare il raggiungimento di una uniforme distribuzione della temperatura nel rotore. I dischi sui quali verranno inserite le palette sono ricavati mediante tornitura; essi sono lavorati all'estremità per ricavare gli alloggiamenti nei quali verranno successivamente ancorate le palette.
Le palette deviatrici fisse sono in acciaio e sono inserite in distributori o diaframmi disposti all'interno delle casse interne e perpendicolarmente all'asse di rotazione. I diaframmi sono lavorati in due parti e si uniscono combaciando perfettamente secondo il piano del giunto orizzontale.

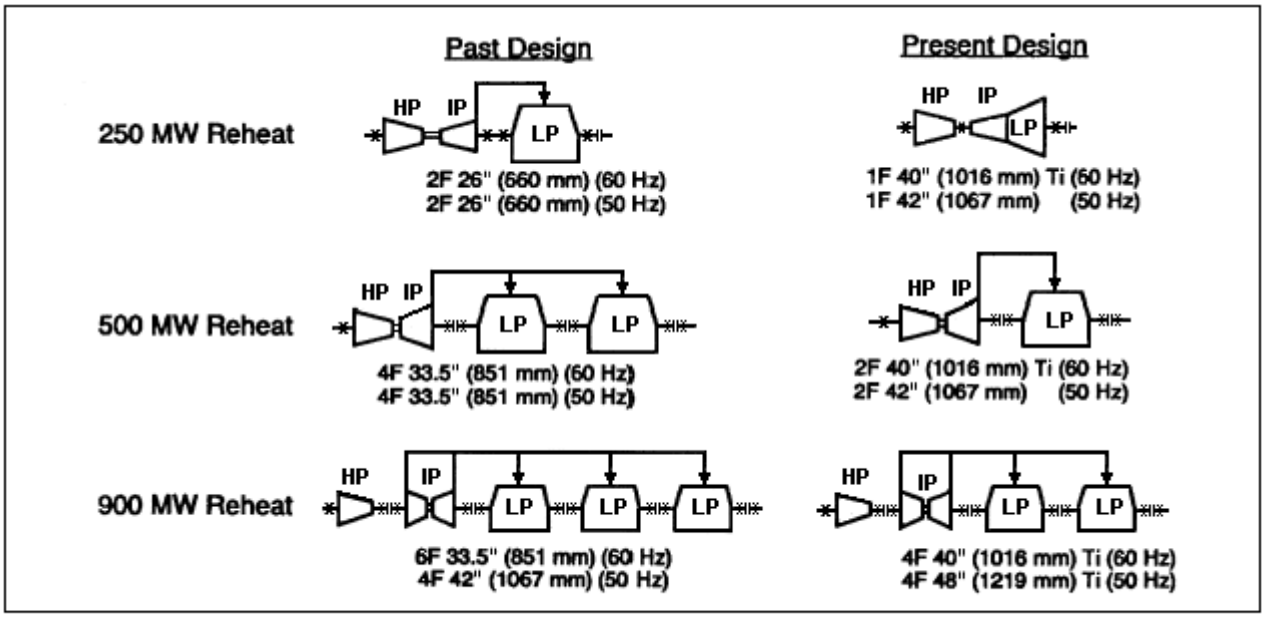
Le palette mobili delle giranti sono costruite in acciaio inossidabile resistente all'azione erosiva del vapore. Possono essere ricavate da una barra lavorata con una fresa particolare, oppure si possono ottenere per stampaggio, opportunamente lavorato e rifinito.
In prossimità dell'estremità superiore la paletta ha normalmente un peduncolo che, durante il montaggio, verrà ribattuto per fissare un nastro di bandaggio in lamiera che unisce a settori tutte le palette dello stadio, allo scopo di evitare vibrazioni per flessione e fenomeni di risonanza.
Le palette di una certa dimensione sono unite a gruppi anche ad un'altezza intermedia e vengono fissate al rotore con un ancoraggio ad incastro (a T, a pino, a coda di rondine, a dita).



La larghezza delle palette varia da un minimo di 20 mm negli stadi AP fino a circa 150 mm all'estremità BP. Nella zona AP il volume specifico del vapore è piccolo e quindi è richiesta una ridotta sezione di passaggio; invece allo scarico BP si hanno volumi specifici molto grandi e le pale dell'ultima fila raggiungono lunghezze di 850÷1200 mm, con il classico profilo svergolato.

Le pale degli ultimi stadi, in funzione del contenuto di umidità del vapore e della velocità periferica della paletta, vengono protette dall'usura mediante un riporto di stellite (acciaio al cromo-cobalto) sullo spigolo d'ingresso del vapore.
Il profilo svergolato e rastremato delle ultime pale è imposto dalla variazione della velocità periferica (e quindi del triangolo di velocità), che si ha passando dalla radice alla estremità della pala.

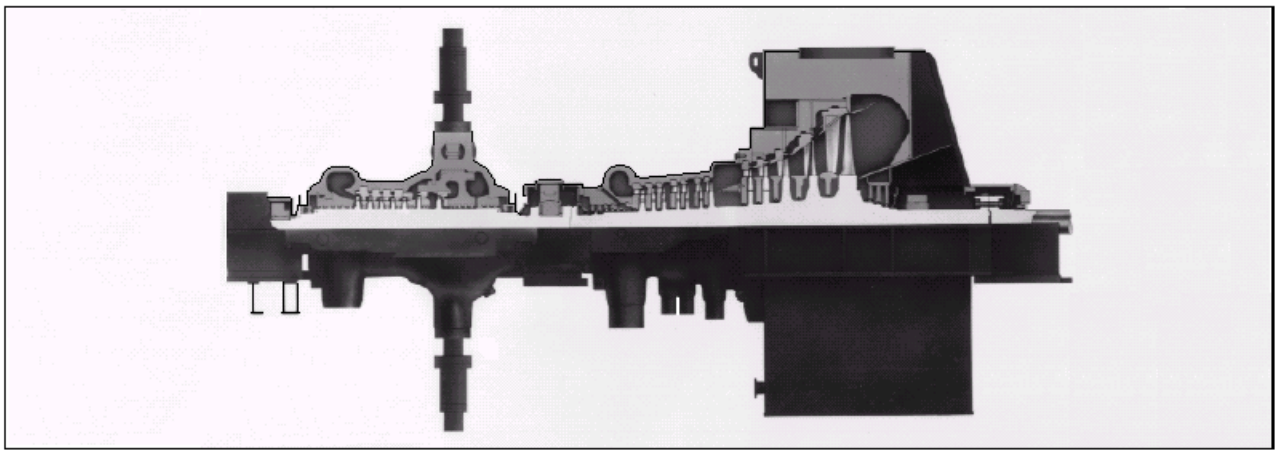
Storicamente l'incremento di potenza delle turbine è stato accompagnato dall'adozione di più lunghe pale nell'ultimo stadio di bassa pressione. Pale più lunghe permettono maggiori portate di vapore senza dover ricorrere ad un maggior numero di flussi allo scarico.
Negli anni '60 furono introdotte le pale da 851 mm (33,5 pollici).
Dopo gli anni '80 sono state sviluppate pale ancora più lunghe, utilizzando leghe al titanio.
Sono attualmente disponibili pale da 1016 mm (40 pollici), da 1067 mm (42 pollici) e da 1219 mm (48 pollici).
I benefici apportati dall'aumento dell'area toroidale di scarico con l'adozione di più lunghe pale dell'ultima fila sono evidenti nella figura seguente: a pari potenza si passa dal vecchio al nuovo progetto con una configurazione più compatta.


Past Design
Present Design
250 MW Reheat
HP
IP
LP
2F 26" (660 mm) (60 Hz)
2F 26" (660 mm) (50 Hz)
1F 40" (1016 mm) Ti (60 Hz)
1F 42" (1067 mm) (50 Hz)
500 MW Reheat
4F 33.5" (851 mm) (60 Hz)
4F 33.5" (851 mm) (50 Hz)
2F 40" (1016 mm) Ti (60 Hz)
2F 42" (1067 mm) (50 Hz)
900 MW Reheat
6F 33.5" (851 mm) (60 Hz)
4F 42" (1067 mm) (50 Hz)
4F 40" (1016 mm) Ti (60 Hz)
4F 48" (1219 mm) Ti (50 Hz)

High power density–last-stage bucket impact

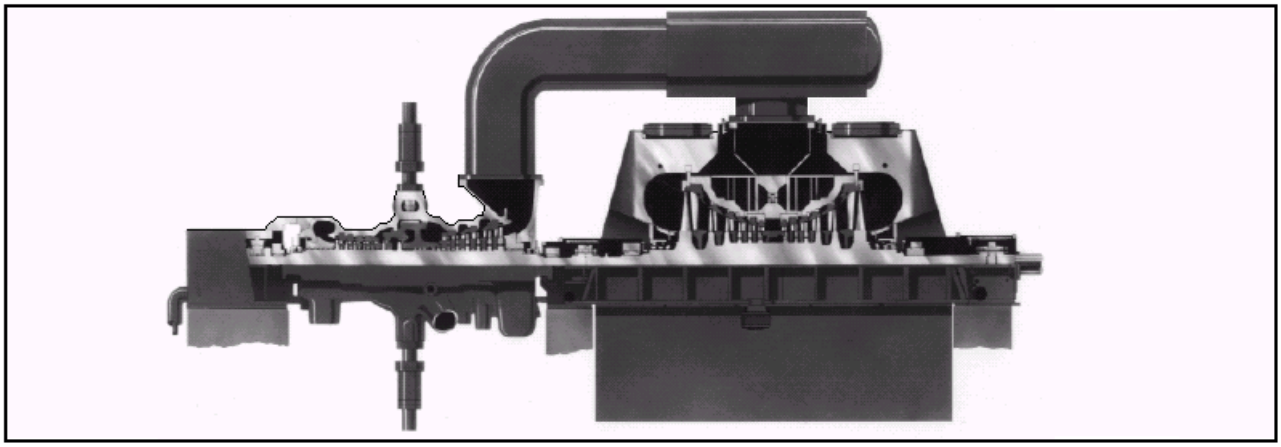
I costruttori offrono un'ampia gamma di turbine, con caratteristiche del vapore tradizionali o ultrasupercritiche, con semplice o doppio risurriscaldamento, con diverso numero di ammissioni, spillamenti e scarichi.

Per le applicazioni minori si utilizzano unità a due corpi, con scarico a flusso semplice.

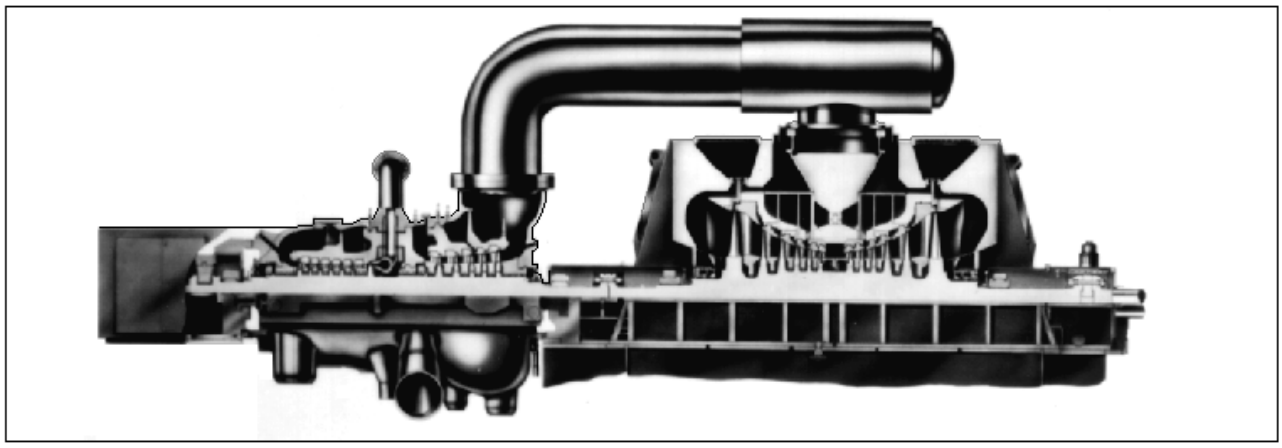


Two-casing, single-flow steam turbine

Le unità di potenza un po' maggiore impiegano turbine a due corpi, con valvole montate nel guscio o poste esternamente, e sezioni di bassa pressione a due flussi contrapposti.

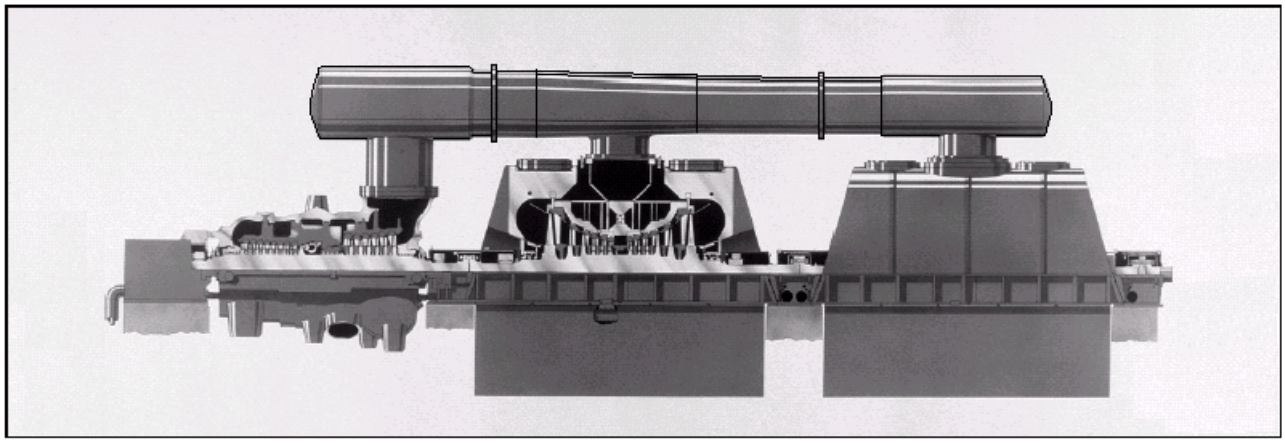


Two-casing, double-flow steam turbine with shell-mounted valves



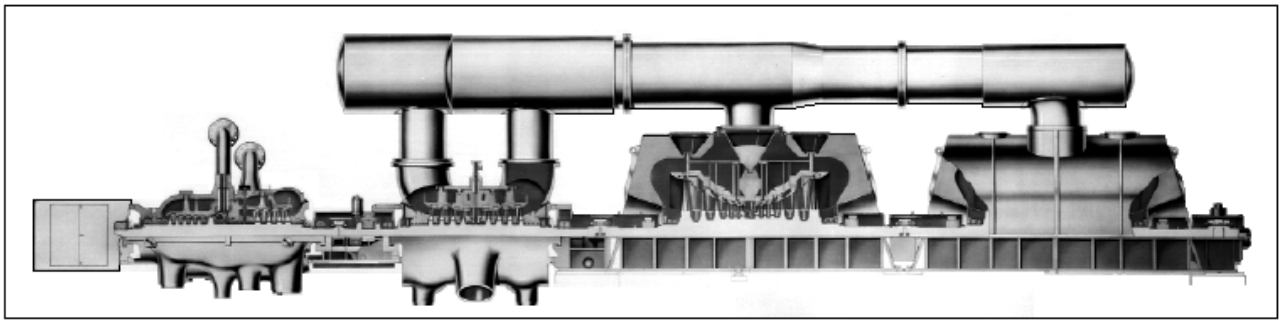
Two-casing, double-flow steam turbine with off-shell valves

Per potenze ancora maggiori bisogna ricorrere a più sezioni di bassa pressione a doppio flusso.

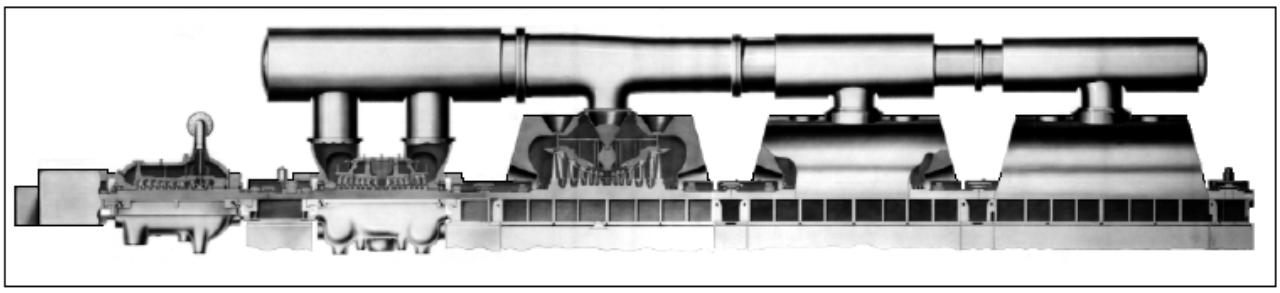


Three-casing, four-flow steam turbine

Bisogna poi separare i corpi di alta e media pressione; in tal modo si raggiungono potenze di 1200 MW e oltre.

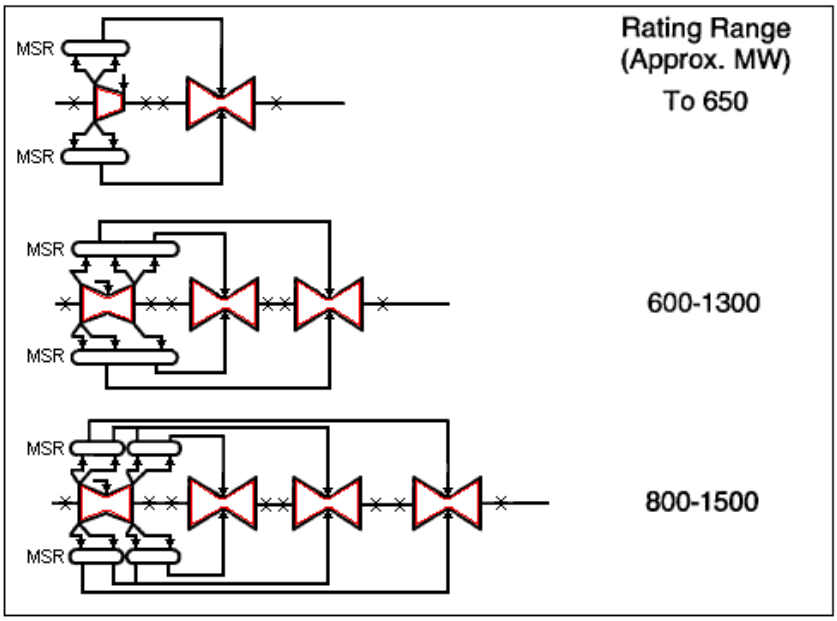


Four-casing, four-flow, double-reheat steam turbine

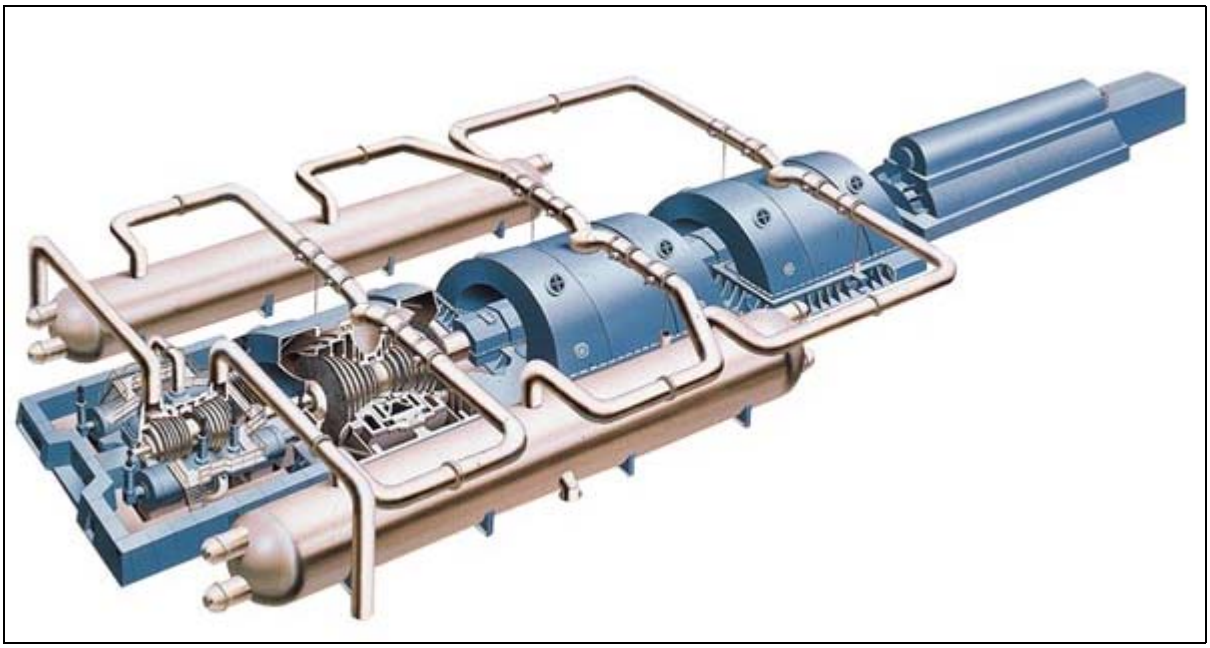


Five-casing, six-flow steam turbine

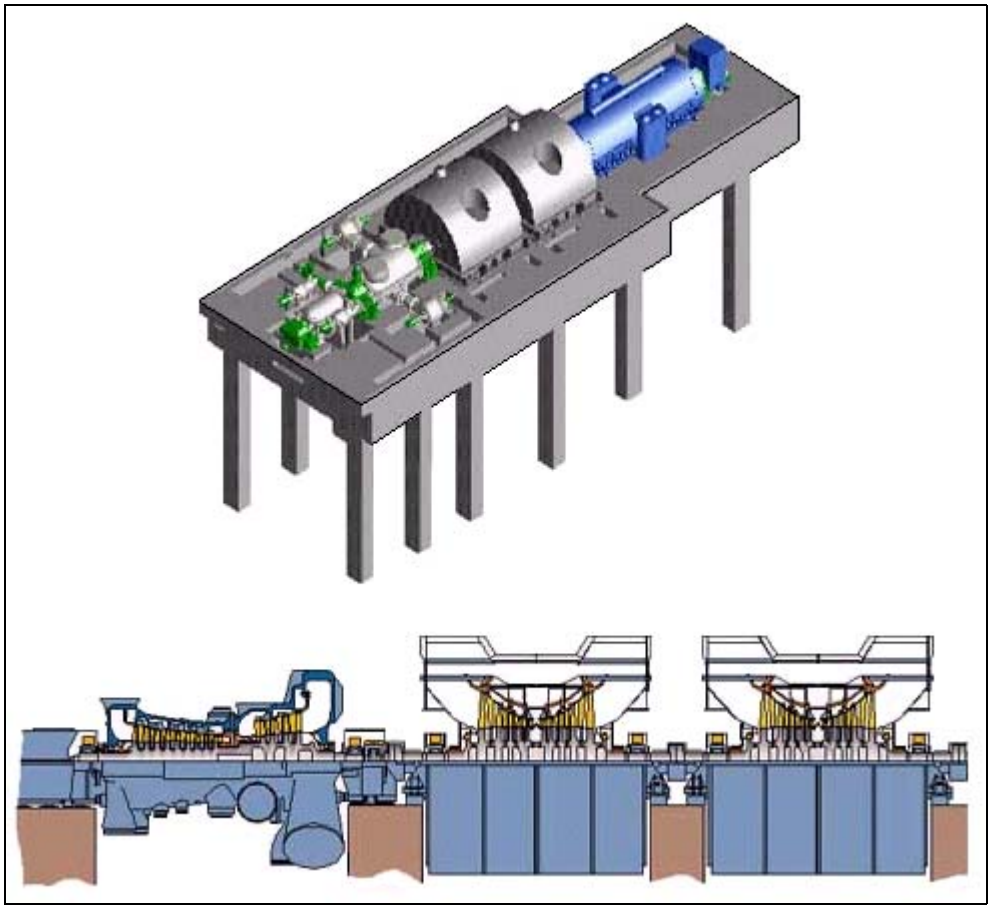
Per le turbine installate nelle centrali nucleari, riducendo le velocità periferiche con l'adozione di alternatori a 4 poli, si utilizzano nell'ultima fila pale di lunghezza ancora maggiore (1321 mm - 52 pollici).
Le potenze raggiungono i 1500 MW.
Le configurazioni adottate prevedono risurriscaldatori separatori di umidità (MSR – *moisture separator reheater*) tra le sezioni di alta e di bassa pressione.



Nuclear turbine arrangements



Turbina a vapore MITSUBISHI da 1200 MW per centrali nucleari



Turbina a vapore ALSTOM da 1560 MW
Centrale nucleare di Chooz (Francia)

L'albero di turbina è sostenuto da cuscinetti portanti, del tipo a strisciamento, lubrificati e raffreddati da olio in pressione.
Allorché la turbina è ferma, l'albero rimane adagiato sulla generatrice inferiore del cuscinetto. Alla presa dei giri, la pressione dell'olio diventa sufficiente a sollevare l'asse e ad eliminare il contatto con il cuscinetto, fornendo una lubrificazione ottimale.
Per i ridottissimi giochi radiali tra albero e relativi organi di tenuta e tra palette mobili e cassa, i supporti devono avere un allineamento perfetto ed essere dimensionati in modo da mantenere la normale usura di funzionamento entro limiti ridotti.
La lunghezza dell'asse, nelle turbine di grande potenza, raggiunge e talora supera i 30 metri; di conseguenza le frecce che si ottengono per inflessione sono molto pronunciate.
Per tale ragione gli alberi dei corpi di turbina e dell'alternatore sono collegati in modo che tutto il complesso sia disposto secondo una catenaria.
Durante la fase di raffreddamento, dopo essere usciti di parallelo e prima di arrestare la turbina, si deve mantenerla in lenta rotazione allo scopo di evitare deformazioni dell'albero. Si usa quindi il viratore, costituito da un motore elettrico che aziona un treno di ingranaggi ed è provvisto di un meccanismo che serve ad innestarlo o disinnestarlo sull'apposita ruota cilindrica a denti diritti, calettata sull'albero di turbina tra il rotore di bassa pressione e l'alternatore.
Il viratore è utilizzato anche prima dell'avviamento per eliminare eventuali eccentricità dell'albero e favorire lo spunto della macchina, vincendo l'attrito di primo distacco dell'albero.

Ogni turbina è munita di un cuscinetto reggispinta, atto a reggere la spinta assiale, risultante dalle pressioni del vapore agenti sulle palette, e impedire eventuali spostamenti assiali rispetto alla cassa.
Considerando la spinta assiale dovuta al flusso del vapore, sempre diretta dal lato ammissione al lato scarico, il cuscinetto reggispinta dovrà impedire spostamenti assiali in ambedue i sensi poiché i flussi di vapore nei vari corpi di turbina hanno direzioni contrapposte per compensare parzialmente le spinte.
I cuscinetti reggispinta normalmente adottati sono:

- a settori fissi inclinati,
- a pattini oscillanti (Michell).

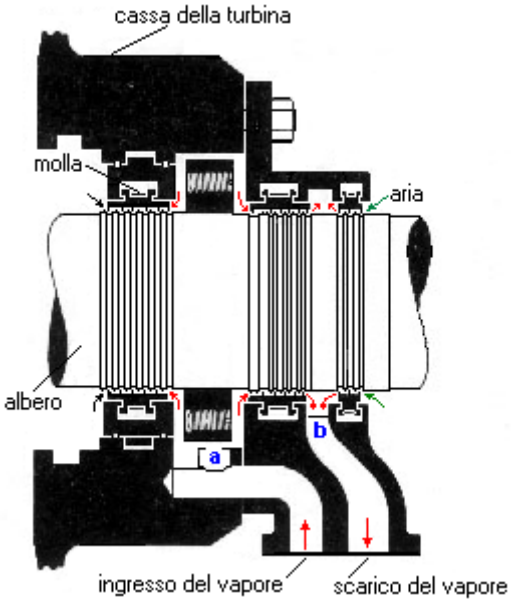
Nel primo tipo la superficie fissa su cui appoggia il collare è divisa da scanalature radiali in un certo numero di settori circolari. Il disco di spinta si appoggia contro due piastre, la cui superficie attiva è rivestita di metallo bianco ed è divisa in settori separati da scanalature radiali e lavorati in modo da ottenere una rastrematura in senso circonferenziale e radiale. Durante la rotazione si forma un meato di olio in grado di permettere al cuscinetto di sopportare elevate pressioni specifiche.
Il reggispinta del secondo tipo è costituito da un certo numero di pattini liberamente oscillanti perché fulcrati al centro, sui quali l'albero si appoggia tramite un collare piano. Quando il collare è in moto, i pattini assumono l'inclinazione più conveniente per effetto dell'incuneamento dell'olio. L'olio è iniettato tra i pattini ed è trattenuto dalla rotazione del collare; tutti i pattini si orientano in modo da formare altrettanti cunei d'olio. L'angolo alla sommità dei cunei varia in funzione dell'intensità della spinta.

Una buona lubrificazione è l'elemento fondamentale per la sicurezza di funzionamento di tutte le macchine rotanti. Qualsiasi forma di attrito viene considerevolmente ridotta quando si interpone un lubrificante tra le superfici in moto relativo tra loro.
Nelle turbine a vapore, lubrificate a circolazione forzata, l'olio deve assolvere a tre compiti fondamentali:

- lubrificare i supporti e tutti gli organi ausiliari,
- raffreddare gli organi lubrificati ed in particolare i supporti, sottraendo il calore di attrito,
- assicurare il perfetto funzionamento del sistema di regolazione.

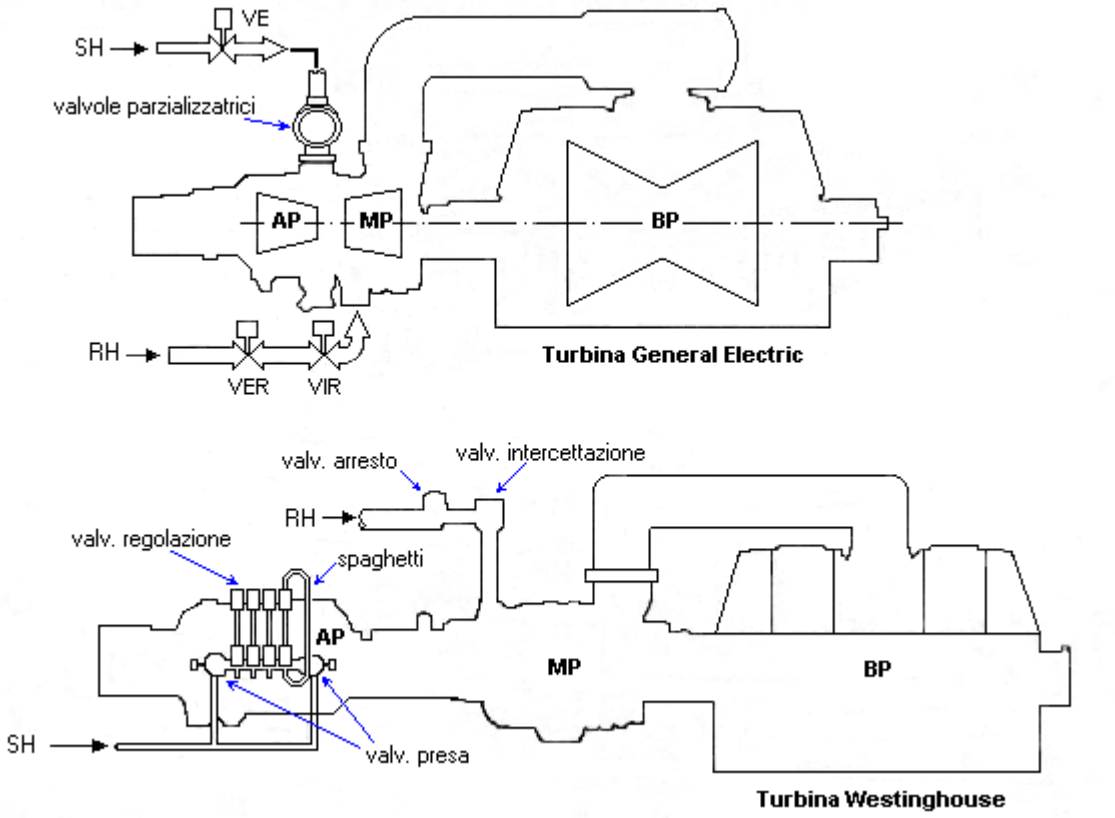
Nell'assolvimento di questi compiti l'olio è soggetto a condizioni operative veramente difficili, perché in permanenza esposto, oltre che al tormento meccanico, anche all'azione del calore, dell'acqua, dell'aria e di molte impurità che costituiscono i fattori principali della sua alterazione.
Le principali proprietà richieste all'olio sono la stabilità all'ossidazione, la buona demulsività, una adeguata viscosità, proprietà antiruggine e antischiuma.
Con l'uso il lubrificante è soggetto a degradazione per cui, quando vengono meno le sue peculiari caratteristiche, è necessaria la sua completa sostituzione (mediamente ciò avviene ogni 40.000 ore di funzionamento).
Il sistema dell'olio turbina è composto da un serbatoio o cassone (che per un gruppo da 320 MW contiene circa 30 m^3 di olio), dalla pompa principale in corrente alternata e da quella di emergenza in corrente continua (che mantengono l'olio in pressione) e da due refrigeranti ad acqua (che asportano il calore acquisito dall'olio nella lubrificazione delle superfici striscianti).
In esercizio o durante la manutenzione programmata di turbina, per separare le impurità dell'olio si può ricorrere ad impianti mobili di depurazione dell'olio (depuratori centrifughi) o ad impianti fissi (*bowser*). Il bowser è installato sotto il cassone dell'olio ed è costituito da tre scomparti distinti: nel primo l'olio si libera per decantazione dell'acqua e delle impurità presenti, nel secondo si depura attraversando i filtri a sacco primari, nel terzo completa la sua depurazione con i microfiltri secondari.

Allo scopo di impedire le sfuggite di vapore attraverso i giochi esistenti tra albero e parte fissa, le turbine sono dotate di tenute. Le più usate sono le tenute a labirinto, che sono realizzate in modo da creare un percorso tortuoso attraverso il quale il vapore perde gradualmente la sua pressione e quindi l'energia necessaria per sfuggire verso l'esterno.



Costruttivamente consistono in anelli, riportati in scanalature dell'albero, che si alternano ad altri anelli riportati sulla parte fissa, con giochi ridottissimi.
Le tenute interne provvedono, mediante laminazioni successive del vapore, a ridurre la portata delle fughe e sono sistemate in corrispondenza delle palettature fisse e mobili.
Le tenute esterne (mostrate in figura) sono di costruzione più complessa: l'ambiente esterno ed interno sono separati da gruppi di tenute e la vera tenuta è realizzata inviando vapore, con pressione di poco superiore a quella atmosferica, in un punto *a* del complesso tenute mentre la camera *b* è in depressione.

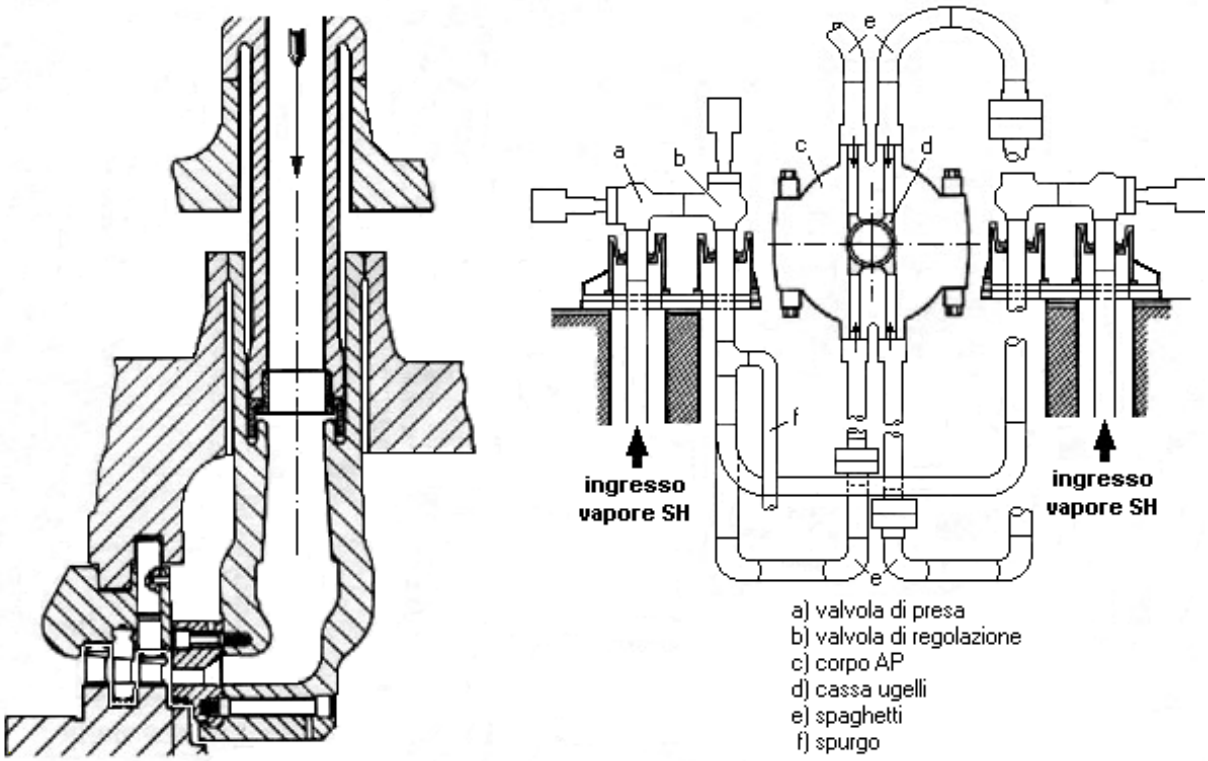
All'ingresso del vapore principale (surriscaldato) in turbina vi sono due tipi di valvole con compiti diversi.
Sulle turbine General Electric la prima valvola, detta di emergenza, ha il compito di intercettare il flusso di vapore alla turbina in caso di intervento di una protezione (scatto o anomalia di funzionamento). In serie a questa valvola vi sono le cosiddette valvole parzializzatrici o di regolazione, che hanno lo scopo di regolare al valore richiesto la portata del vapore alla camera ugelli della turbina.

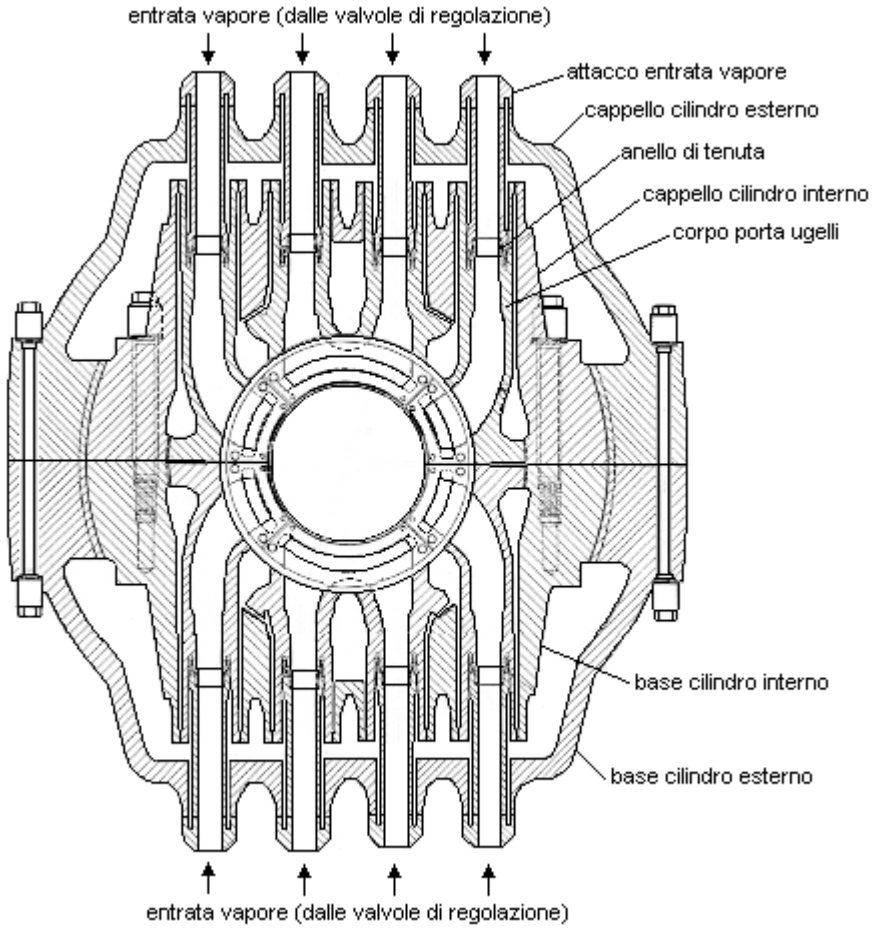


Sulle turbine Westinghouse la prima valvola, detta valvola di presa, ha il compito di intercettare il flusso di vapore alla turbina in caso di scatto o anomalia di funzionamento, ma serve anche per laminare il vapore all'avviamento facendo prendere velocità al gruppo mediante una valvola più piccola ricavata nel tappo della valvola principale. In serie vi sono le valvole di regolazione, che regolano l'ammissione di vapore in funzione della richiesta di carico.
Sulla riammissione del vapore risurriscaldato sono installate, analogamente a quanto visto per il vapore principale, due tipi di valvole:

- valvole di emergenza e valvole di intercettazione, per le turbine General Electric;
- valvole di arresto e valvole di intercettazione, per le turbine Westinghouse.

Solo le valvole di intercettazione hanno compiti di regolazione in condizioni particolari di funzionamento.





Alimentazione cassa ugelli di turbina Tosi/Westinghouse

La turbina è sottoposta, durante il suo funzionamento, a tutta una serie di sollecitazioni di origine meccanica e termica. Mentre le sollecitazioni di origine meccanica sono previste dal costruttore e poste sotto il controllo del sistema di regolazione, quelle di origine termica sono in genere una conseguenza transitoria dello stato di funzionamento della turbina.
Aumentando le potenze unitarie delle macchine sono cresciute le dimensioni delle parti sottoposte alle sollecitazioni: a parità di transitorio termico, tanto maggiori sono gli spessori dei componenti tanto più elevate sono le sollecitazioni che ne conseguono. Inoltre, mentre per le casse si sono potute evitare le pareti troppo spesse con la soluzione della doppia cassa, il diametro del rotore è aumentato senza la possibilità di ridurne in qualche modo lo spessore.
Il vapore che alimenta la turbina subisce variazioni di temperatura durante una qualsiasi variazione o presa di carico. E' ovvio che le parti che si trovano nella zona centrale della turbina, rotori e casse, che vengono a contatto con il vapore, sono direttamente interessate da una variazione di temperatura e quindi da sollecitazioni.
In una manovra di avviamento da freddo, la temperatura del metallo è molto più bassa di quella del vapore che lo lambisce. Appena il vapore viene a contatto con il metallo più freddo, la temperatura delle fibre esterne sale piuttosto rapidamente: le fibre esterne tendono a dilatarsi ma sono impedite dalle fibre interne più fredde. Se l'avviamento ha un gradiente troppo alto, si può superare il limite di snervamento del materiale provocando, a fine manovra, una tensione residua nelle fibre esterne.
Durante un avviamento da caldo, la temperatura del metallo è più alta di quella del vapore; quindi in una prima fase le fibre esterne del rotore saranno in trazione e le fibre interne in compressione; successivamente, quando il carico aumenta, la temperatura del vapore cresce fino a superare quella del metallo e avviene il ciclo inverso. Anche in questo caso, se si supera il limite di snervamento del materiale, ci si trova in presenza di una deformazione residua.
A seguito di queste considerazioni, sono state installate termocoppie nelle parti principali delle casse, in modo da controllare i gradienti di riscaldamento del materiale e non superare un determinato coefficiente di danno in qualsiasi condizione di funzionamento.
Il sistema di supervisione della turbina comprende anche altri strumenti atti a controllarne il funzionamento e ad intervenire in caso di anomalie che potrebbero danneggiare la macchina.
In particolare sono oggetto di continuo controllo:

- l'eccentricità dell'albero in fase di avviamento e di arresto, provocata dalla diversa entità di riscaldamento nelle zone di turbina;
- l'espansione differenziale, cioè la variazione di lunghezza dell'albero rispetto allo statore;
- la dilatazione assoluta della cassa;
- l'ampiezza delle vibrazioni dei supporti;
- la velocità della turbina;
- le temperature del metallo della cassa turbina e della cassa valvole.

La tubina è inoltre protetta contro condizioni di marcia pericolose. Una di queste è certamente la salita di giri al di sopra dei nominali (sovravelocità) in caso di perdita istantanea del carico totale per apertura dell'interruttore di macchina. In tal caso l'aumento di velocità è tanto maggiore quanto più lento è l'intervento delle valvole di controllo del vapore SH e RH.
Si comprende quindi che un cattivo funzionamento della regolazione può causare, oltre a pericolosi aumenti di velocità, enormi sollecitazioni delle parti rotanti.
Il dispositivo di protezione contro la sovravelocità ha lo scopo di effettuare la fermata della turbina allorché essa raggiunge una velocità pari al 110% di quella di regime.
Un altro dispositivo protegge la turbina dal basso vuoto: infatti, qualora il vuoto al condensatore dovesse peggiorare oltre un certo limite, con aumento considerevole della pressione, il regolare funzionamento della turbina verrebbe pregiudicato.
La turbina è inoltre protetta contro il cedimento del cuscinetto reggispinta, la bassa pressione dell'olio ai cuscinetti, l'alta temperatura del vapore allo scarico BP.

5. Impianti di condensazione

5.1. Condensatore

Il condensatore è un grande scambiatore di calore avente un involucro in lamiera d'acciaio saldata, con pareti opportunamente rinforzate per resistere alla differenza di pressione esistente tra l'esterno e l'interno; tale involucro con la sua parte superiore è collegato allo scarico della turbina, dalla quale riceve il vapore che nella parte mediana del condensatore lambisce un grande fascio tubiero nel quale circola l'acqua di raffreddamento. Il vapore, giungendo a contatto con i tubi, cede all'acqua che li percorre il suo calore di vaporizzazione e si condensa.
La condensa del vapore viene raccolta nella parte inferiore del condensatore, detta pozzo caldo.

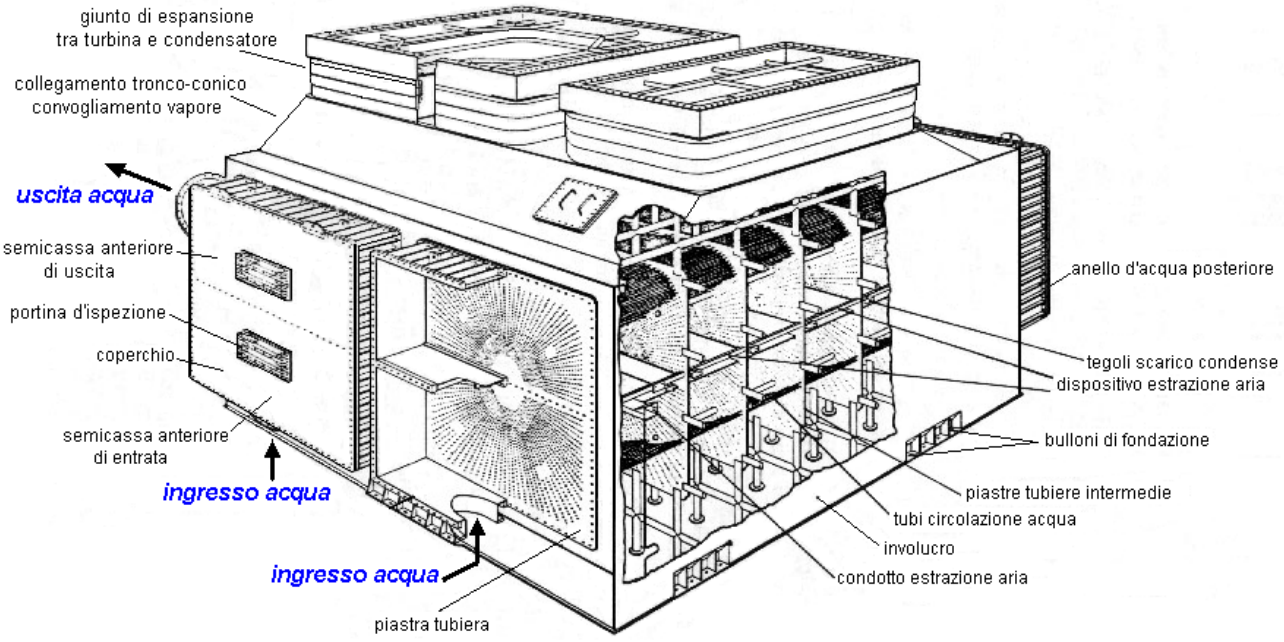
Il condensatore è caratterizzato da:
- un modesto salto termico tra i due fluidi (vapore a 30÷40°C; acqua refrigerante a 5÷25°C);
- una grande quantità di calore da scambiare (per un gruppo da 320 MW la portata di vapore al condensatore è di circa 600 t/h con un contenuto entalpico di circa 560 kcal/kg);
- una grandissima superficie di scambio termico (circa 16.000 m^2, con 17.000 tubi da 1");
- una grande portata di acqua condensatrice, necessaria per la condensazione del vapore (considerando un Δt medio dell'acqua condensatrice di 8÷9°C, occorrono 80÷100 litri di acqua per ogni kg di vapore: per un gruppo da 320 MW sono necessari 10÷12 m^3/s).

L'impiego del condensatore tende a soddisfare una triplice esigenza:
- accrescere l'area del ciclo funzionale, migliorando il rendimento e consentendo l'espansione del vapore fino a una pressione molto inferiore a quella atmosferica;
- recuperare, sotto forma di acqua di condensazione, il vapore impiegato in turbina;
- costituire, unitamente al degasatore e al corpo cilindrico, una riserva di acqua utile a fronteggiare brusche variazioni di portata nel ciclo termico.

La pressione assoluta al condensatore è quella dello scarico di turbina ed è legata alla temperatura dell'acqua condensatrice: con temperatura dell'acqua condensatrice di circa 20°C si può condensare il vapore alla temperatura di 32°C, cui corrisponde una pressione assoluta di 0,05 ata.
Il condensatore è quindi sotto vuoto. Per mantenere tale vuoto, necessario per un buon rendimento, occorre allontanare continuamente i gas incondensabili e le rientrate d'aria al condensatore: per questo sono adottati speciali tipi di pompe (pompe del vuoto) o eiettori a vapore.
La scelta del fluido refrigerante e la sua utilizzazione in circuito aperto o chiuso determinano sia le caratteristiche costruttive del condensatore che quelle del ciclo dell'acqua condensatrice.
Il fluido refrigerante è in genere acqua di mare o di fiume.
Il condensatore è del tipo a superficie, refrigerato in ciclo aperto quando la disponibilità dell'acqua è adeguata alle necessità, oppure, in caso contrario, in ciclo chiuso con torri di raffreddamento.

Un condensatore a superficie, refrigerato ad acqua, è essenzialmente costituito da:
- due piastre tubiere, sulle quali sono mandrinati i tubi che sono attraversati dall'acqua condensatrice;
- un involucro esterno, che delimita le casse d'acqua, rinforzato per resistere alla pressione dall'esterno e provvisto di una larga apertura superiore (entrata vapore) con un giunto periferico di dilatazione e protezione;
- due testate laterali, che costituiscono le camere di arrivo e di scarico dell'acqua condensatrice;
- una parte inferiore, detta pozzo caldo, nella quale si raccoglie il vapore condensato.

Il fascio tubiero normalmente è diviso in due parti per esigenze di manutenzione: si può infatti funzionare con metà condensatore, eventualmente riducendo il carico del gruppo, mentre si sta effettuando la pulizia o la manutenzione dell'altra metà.
Il condensatore può essere a semplice passo (il percorso dell'acqua è unidirezionale: entra da una parte ed esce dall'altra) o a doppio passo (l'acqua entra nella metà inferiore delle casse d'entrata, attraversa i tubi inferiori e perviene nelle casse posteriori; da qui passa nella metà superiore e ritorna attraverso i tubi superiori al di sopra delle casse d'entrata, andando allo scarico).



Condensatore a doppio passo

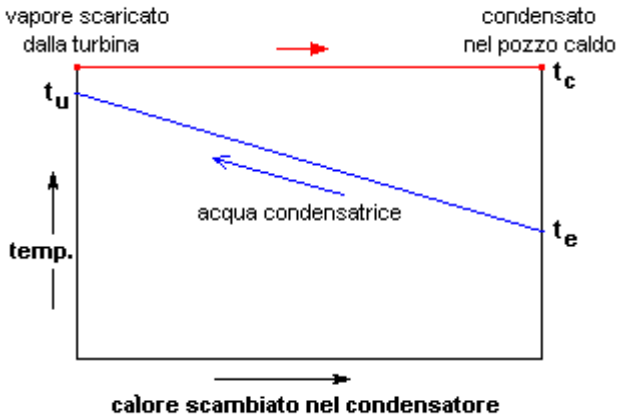
I materiali impiegati per i tubi sono le leghe di rame (cupronickel e aluminum brass) o l'acciaio inossidabile.
La quantità di calore da scambiare nell'unità di tempo è data da:

$$Q = G_v \cdot (h_v - h_c) = G_A \cdot (t_u - t_e) \cdot c$$

dove:

G_v	portata di vapore,
h_v-h_c	calore di condensazione,
G_A	portata di acqua condensatrice,
t_u	temperatura di uscita dell'acqua condensatrice,
t_e	temperatura di entrata dell'acqua condensatrice,
c	calore specifico dell'acqua.

Essendo tc la temperatura del vapore saturo alla pressione del condensatore e $\Delta t = \dfrac{t_u - t_e}{\ln \dfrac{t_c - t_e}{t_c - t_u}}$ la temperatura media logaritmica, il condensatore avente superficie S e coefficiente di trasmissione α è in grado di scambiare la quantità di calore $Q = \alpha \cdot S \cdot \Delta t$.



Uguagliando le due espressioni di Q si ottiene:

$$Q = \alpha \cdot S \cdot \frac{t_u - t_e}{\ln \dfrac{t_c - t_e}{t_c - t_u}} = G_A \cdot c \cdot (t_u - t_e)$$

da cui:

$$S = \frac{c \cdot G_A}{\alpha} \cdot \ln \frac{t_c - t_e}{t_c - t_u}$$

ed anche:

$$\frac{t_c - t_u}{t_c - t_e} = e^{-\frac{\alpha S}{c G_A}}$$

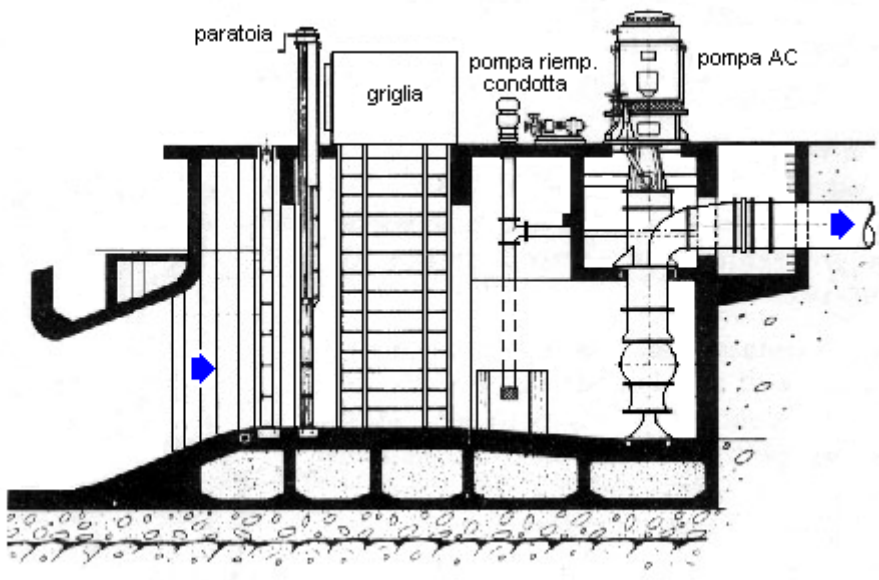
Ammettendo un certo rapporto, dato dall'esperienza, fra la portata dell'acqua e quella del vapore, si ricava la temperatura di uscita t_u e quindi, valutando il coefficiente α, si calcola la superficie di scambio del condensatore.
Basandosi su questo valore, si stabilirà un primo progetto del condensatore, determinando il numero dei tubi e le loro dimensioni; per successive approssimazioni si determinerà la dimensione del condensatore rispondente alle condizioni volute.
Il coefficiente globale di trasmissione α è dato dalla nota relazione:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_v} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_a}$$

α_v coefficiente di trasmissione fra parete e vapore che condensa ($\cong 10^4$ kcal/m^2·h·°C),
λ conduttività termica del tubo di spessore s ($\cong$70 kcal/m·h·°C),
α_a coefficiente di trasmissione fra parete e acqua condensatrice ($\cong 4{,}5 \cdot 10^3$ kcal/m^2·h·°C).

Il controllo dell'incremento di temperatura dell'acqua condensatrice consente di verificare sia l'efficienza del condensatore che quella dell'impianto di pompaggio dell'acqua. Variazioni di tale parametro a parità di ogni altra condizione sono sintomo di sporcamento del fascio tubiero.
Per esigenze ecologiche, l'alterazione termica deve essere contenuta entro limiti stabiliti a norma di legge, in modo da non influenzare negativamente la vita biologica.
Per i fiumi, la differenza massima fra le temperature medie a monte e a valle della derivazione dell'impianto non deve superare i 3°C, mentre la differenza massima di temperatura tra due metà sezioni qualsiasi non deve essere superiore a 1°C.
Per i canali, la temperatura massima allo scarico non deve superare i 35°C.
Nel caso di acqua di mare, la temperatura massima consentita per lo scarico è di 35°C e il Δt massimo ammissibile tra la temperatura dell'acqua alla presa e quella a 1000 metri dallo scarico è di 3°C.

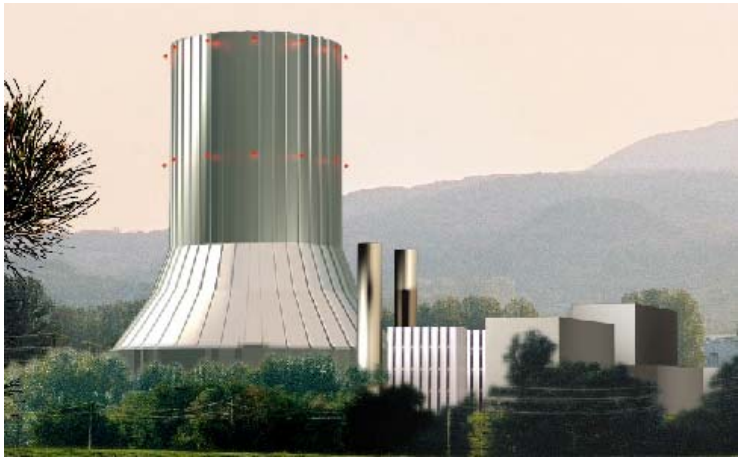
Lo schema generale dell'impianto acqua condensatrice in ciclo aperto prevede l'opera di presa, la vasca griglie, la sala pompe, le condotte di adduzione, le condotte di scarico, l'opera di restituzione.
L'opera di presa provvede a convogliare verso le pompe l'acqua prelevata dal fiume o dal mare.

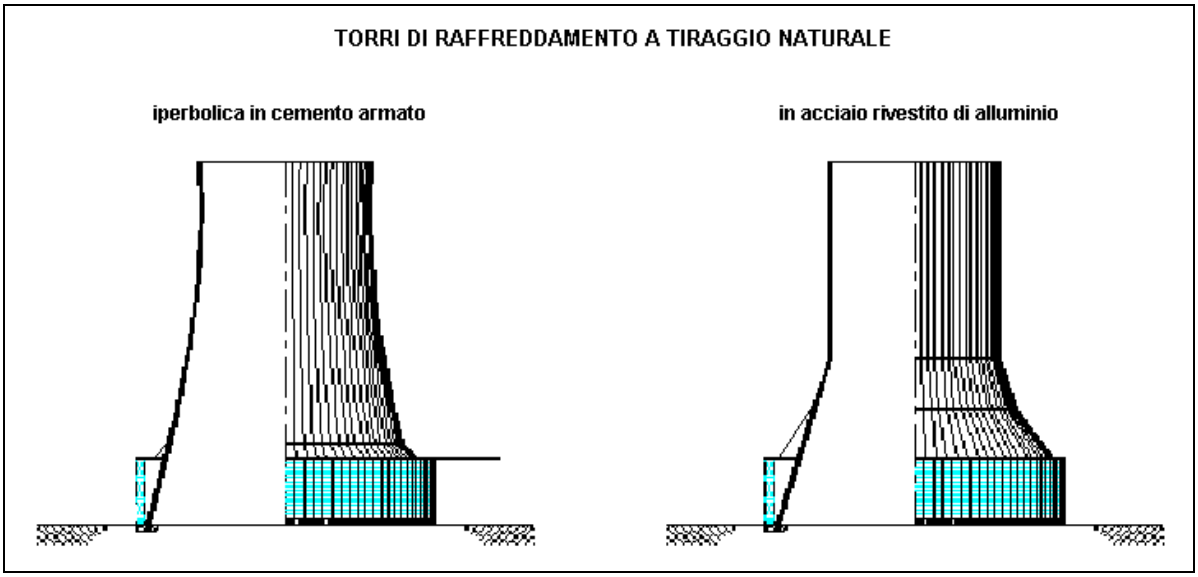


A monte di ogni pompa è previsto un impianto di filtraggio, costituito da griglie fisse ad elementi verticali (che trattengono detriti di grosse dimensioni, i quali vengono asportati da appositi sgrigliatori a pettine mobile) e da griglie rotanti a maglia stretta (montate verticalmente e sospese su rulli o pannelli posti in rotazione da un motore elettrico).
A valle della vasca griglie l'acqua giunge alle pompe AC (acqua condensatrice).
Le pompe assorbono un'elevata potenza (1700 kW per un gruppo da 320 MW) e sono caratterizzate da grandi portate e basse prevalenze (circa 10 m^3/s e 10 m di colonna d'acqua).
Dalle pompe l'acqua viene mandata ai condensatori tramite condotte di adduzione.
Dopo aver attraversato i condensatori, l'acqua viene inviata, tramite condotte di scarico, all'opera di restituzione al fiume o al mare.

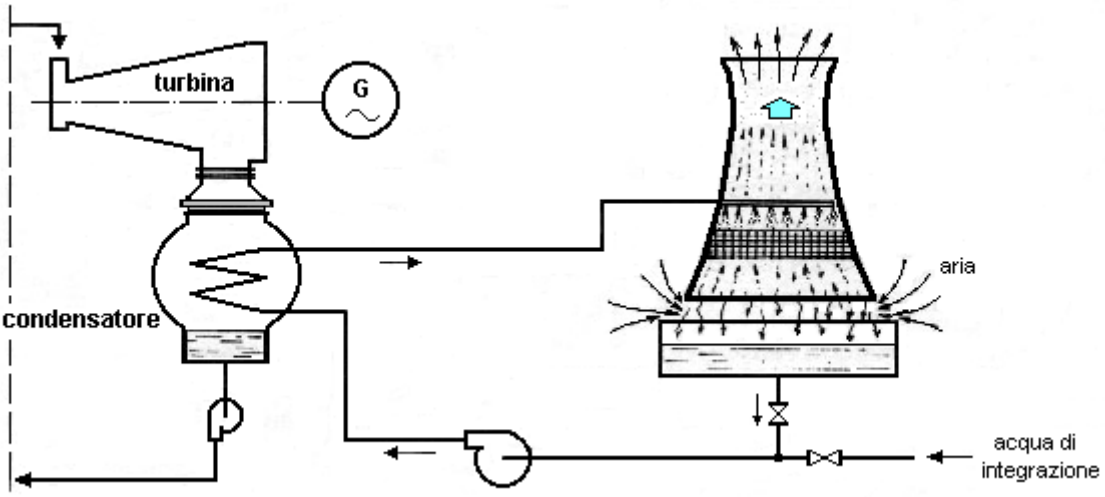
5.2. Torri di raffreddamento

Quando la centrale termoelettrica è ubicata in località dove non sono disponibili sufficienti quantità di acqua per la refrigerazione in ciclo aperto si ricorre alle torri di raffreddamento, che presentano, oltre ad un minore rendimento termico dell'impianto, maggiori costi di installazione e di esercizio.
I principali sistemi di raffreddamento in ciclo chiuso adottati utilizzano torri di evaporazione o torri a secco.
Le torri di evaporazione provvedono al raffreddamento dell'acqua condensatrice sfruttando le azioni combinate della cessione di calore per convezione acqua-aria e dell'evaporazione di una parte dell'acqua, che satura l'aria ambiente e si ricondensa.
Il tiraggio può essere naturale o forzato.
Il sistema a tiraggio naturale comporta costruzioni di dimensioni rilevanti e di elevato costo, ma presenta a suo vantaggio l'assenza di ventilatori ed apparecchiature elettriche connesse, il minore consumo di acqua di integrazione e più ridotti costi di manutenzione.





Le torri a secco sono essenzialmente costituite da scambiatori di calore ad aria, con fasci tubieri alettati all'interno dei quali circola l'acqua da raffreddare. Il movimento dell'aria all'esterno può essere mantenuto sia con tiraggio meccanico che con tiraggio naturale.
Le torri a umido sono invece scambiatori di calore nei quali avviene una intima miscelazione fra acqua e aria, con un intenso raffreddamento che è dovuto per l'85÷90% all'assorbimento del calore di vaporizzazione ad opera di quella parte dell'acqua che evapora aumentando l'umidità dell'aria. Per la restante parte, si ha trasferimento del calore per convezione dall'acqua all'aria.



L'acqua condensatrice, che si è riscaldata nel condensatore, perviene nella parte superiore della torre e viene distribuita sul materiale di riempimento, che deve facilitare il contatto dell'acqua con l'aria. Il riempimento può essere realizzato in modo da creare un film d'acqua o da frazionarla in piccolissime gocce (splash). Quest'ultimo sistema dà luogo ad un notevole scambio termico, ma richiede appositi separatori d'acqua (che aumentano le perdite di tiraggio) per limitare il trascinamento di gocce da parte dell'aria. Alla fine l'acqua raffreddata cade in una vasca di raccolta in fondo alla torre e da qui viene pompata verso il condensatore.
Per il progetto della torre occorre conoscere la temperatura dell'aria e l'umidità relativa.
Il limite teorico di temperatura raggiungibile dall'acqua è quello dell'aria al bulbo umido.
Tutti questi dati sono evidentemente variabili nel tempo, per cui si deve accortamente scegliere la temperatura di progetto al bulbo umido; nei periodi in cui la temperatura effettiva sarà maggiore di quella di progetto, la torre non riuscirà a fornire le prestazioni richieste.
In sede di progetto la differenza fra la temperatura al bulbo umido e quella dell'acqua raffreddata si tiene pari a circa 5°C.
Analizziamo, ad esempio, una torre di raffreddamento a umido, a tiraggio forzato e flusso d'acqua incrociato a quello dell'aria.
Nota la portata G_w e la temperatura t_{1w} dell'acqua da raffreddare, per ricavare la portata d'aria G_a, ricordando che una parte G'_w di acqua sarà evaporata, si può scrivere:

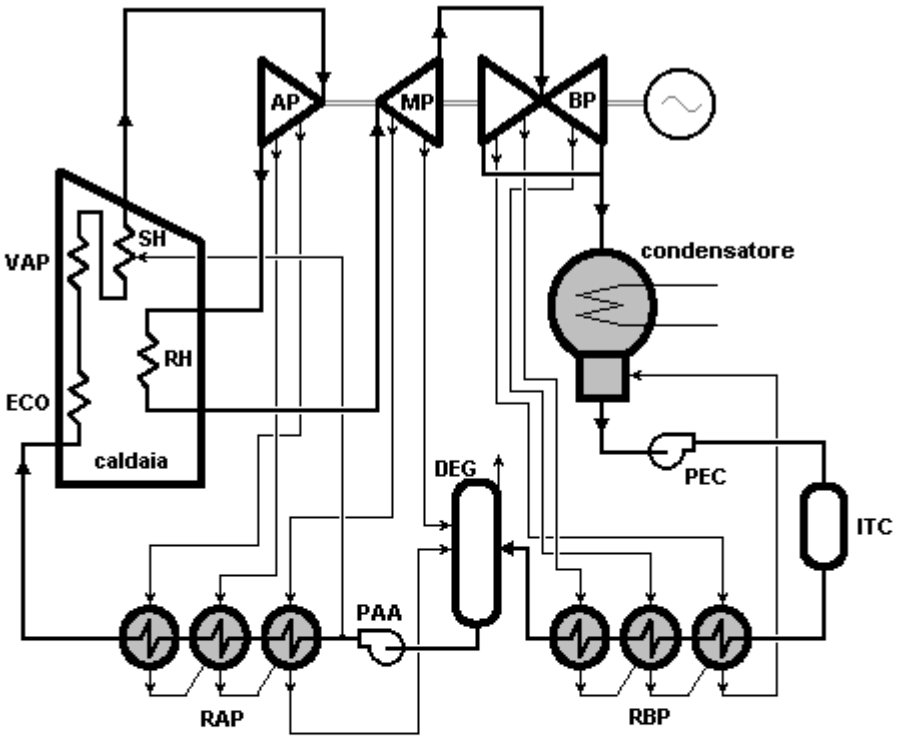
$$G_w \cdot c \cdot t_{1w} - \left(G_w - G'_w\right) \cdot c \cdot t_{2w} = G_a \cdot \left(h_2 - h_1\right)$$

essendo t_{2w} la temperatura dell'acqua fredda in uscita dalla torre, c il calore specifico dell'acqua, h_2 e h_1 l'entalpia dell'aria rispettivamente in uscita e in entrata.

6. Ciclo condensato-alimento

Il ciclo condensato-alimento è un insieme di apparecchiature e tubazioni che costituiscono il collegamento tra il condensatore e la caldaia ed assolvono ai seguenti compiti:

- aspirare il condensato dal pozzo caldo del condensatore e pomparlo in caldaia,
- trattare il condensato per eliminare le impurità solide e gassose presenti,
- preriscaldare l'acqua da inviare in caldaia.



Schema del ciclo acqua/vapore

PEC pompa estrazione condensato
ITC impianto trattamento condensato
RBP riscaldatori bassa pressione
DEG degasatore
PAA pompa acqua alimento
RAP riscaldatori alta pressione
AP turbina alta pressione
MP turbina media pressione
BP turbina bassa pressione

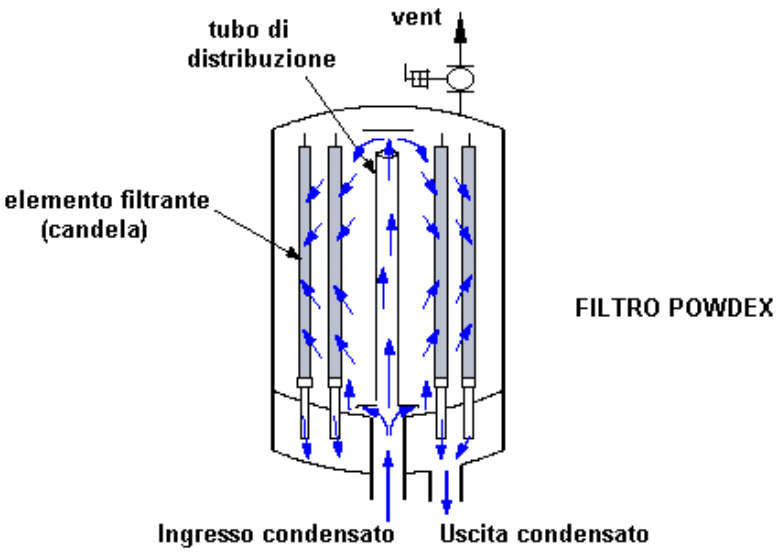
La configurazione del ciclo termico varia a seconda del tipo e della potenza dell'impianto; comunque un ciclo generico del condensato e dell'acqua di alimento è composto da:

1) pompe estrazione del condensato

Sono generalmente due, una di riserva all'altra. Sono pompe centrifughe, dimensionate per la pressione necessaria a vincere le perdite di carico esistenti tra il condensatore e il degasatore.
Dal punto di vista costruttivo le pompe ad asse verticale sono preferite a quelle ad asse orizzontale. I vantaggi delle pompe verticali sono l'eliminazione della cavitazione, i minori problemi per il battente idraulico (sono infatti installate in un pozzetto ad una quota inferiore a quella del pozzo caldo), la limitazione delle spinte assiali, il minor ingombro.

2) trattamento del condensato

L'impianto di trattamento del condensato è installato all'inizio del ciclo con lo scopo di mantenere l'acqua ad un ottimo grado di purezza.
Inizialmente l'acqua fornita dall'impianto di demineralizzazione possiede elevate caratteristiche di purezza, ma durante il funzionamento essa può essere oggetto di trascinamenti di particelle metalliche o di mescolamenti con acqua esterna (ad esempio acqua di fiume o di mare, infiltratasi nel ciclo per perdite nel condensatore).
L'impianto si compone di una batteria di prefiltri, costituiti da pannelli rivestiti di materiale filtrante a base di cellulosa (solkafloc), che hanno il compito di trattenere eventuali particelle trasportate dal condensato; seguono i letti misti, che contengono resine in grado di trattenere i sali derivanti da rientrate di acqua esterna al condensatore; all'uscita possono essere installati postfiltri, atti a trattenere con finissime reti l'eventuale fuga di particelle di resina dei letti misti.
A monte del degasatore, in grado di trattare i drenaggi dei riscaldatori AP, vi sono infine i filtri a rivestimento (*precoat*), detti comunemente filtri Powdex. Essi sono costituiti da elementi filtranti a candela, su cui è depositato uno strato di resina scambiatrice mista (cationica ed anionica) polverizzata, che effettua la filtrazione e lo scambio ionico e che è mantenuta aderente alla candela dal passaggio del condensato da filtrare. Il condensato passa dall'esterno verso l'interno delle candele, depositando sulla loro superficie il materiale in sospensione. Man mano che procede la filtrazione si ha un aumento della perdita di carico; ad un certo punto, quando il Δp tra monte e valle del filtro supera i 2÷2,5 kg/cm^2, è necessario procedere alla rimozione dello strato filtrante esaurito e al suo ripristino con resina polverizzata nuova.



3) condizionamento del condensato

L'acqua del ciclo deve essere condizionata per attenuare o annullare i fenomeni di corrosione per ossidazione che l'acqua stessa provoca venendo a contatto con i metalli del ciclo termico. Ciò si ottiene creando una passivazione dei metalli, ossia la formazione di uno strato di ossidi di ferro sottile ed omogeneo, perfettamente aderente alle pareti dei tubi.

Il primo metodo, detto condizionamento AVT (*All Volatile Treatment*), prevede l'eliminazione dell'ossigeno presente nell'acqua del ciclo additivando ammoniaca (NH_3) e idrazina (N_2H_4). In tal modo si ha la formazione, in ambiente basico, di uno strato di magnetite (Fe_3O_4) che protegge i tubi in lega di ferro dall'aggressione corrosiva.

Il secondo metodo, detto condizionamento CWT (*Combined Water Treatment*), prevede la presenza costante di ossigeno nell'acqua del ciclo, sempre in ambiente basico, ottenuta additivando in quantità dosate acqua ossigenata o ossigeno gassoso in modo da ottenere la formazione di ematite e ossidi-idrati ferrici passivanti e aventi bassissima solubilità a tutte le temperature.

Altro metodo è il condizionamento a fosfati sodici, ottenuti con diversi rapporti tra acido fosforico (H_3PO_4) e soda (NaOH). Le soluzioni di questi sali presentano un effetto tampone e il pH aumenta all'aumentare del rapporto Na^+/PO_4^{---}.

L'iniezione dei reagenti per il condizionamento è effettuata a mezzo di pompe dosatrici che aspirano le soluzioni dei reagenti da adatti serbatoi. Il punto di immissione è normalmente a valle dell'impianto di trattamento del condensato.

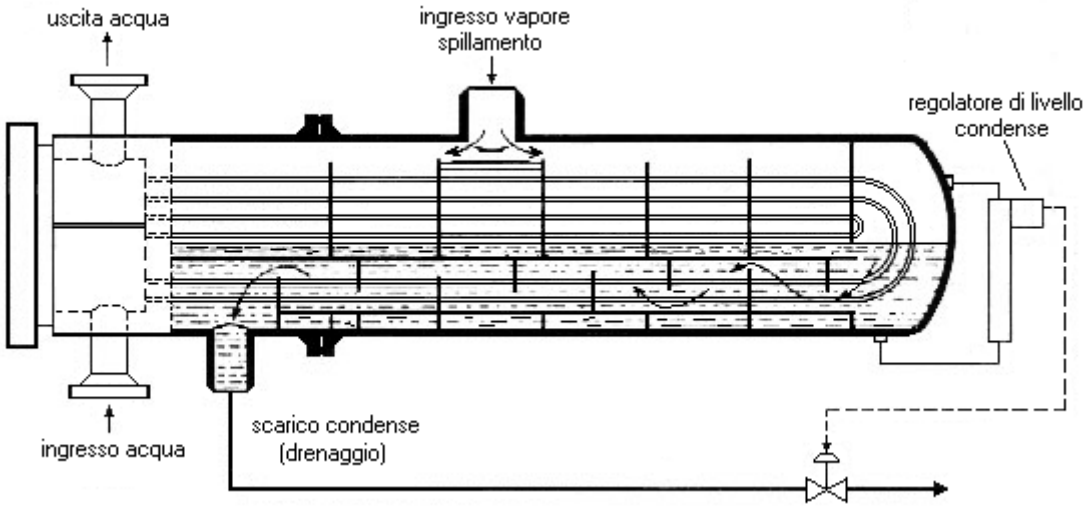
4) riscaldatori di bassa pressione

Vengono denominati riscaldatori di bassa pressione quelli che sono installati fra la mandata delle pompe estrazione condensato e l'aspirazione delle pompe alimento.

Sono in genere dotati di una zona sottoraffreddante, mentre non hanno zona desurriscaldante essendo alimentati da vapore saturo o con surriscaldamento modesto.

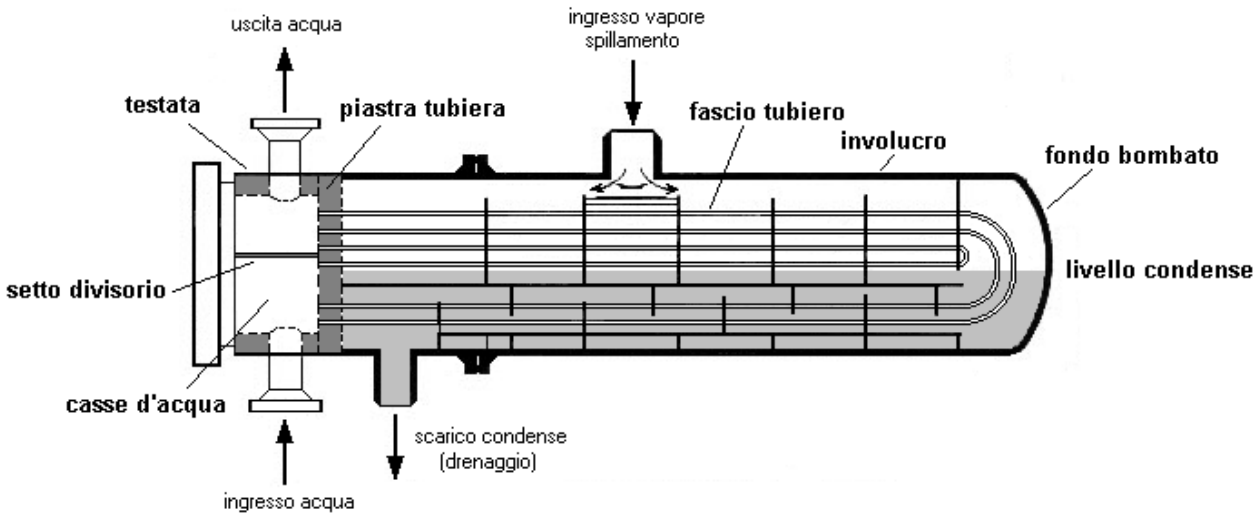
I riscaldatori di bassa pressione utilizzano vapore spillato dagli ultimi stadi di turbina e in genere sono in numero di 3, sistemati il più vicino possibile alla turbina per ridurre la lunghezza delle tubazioni degli spillamenti che, avendo pressione ridotta ed elevato volume specifico, sono di grande diametro. Diversi progettisti hanno adottato il criterio di sistemarne alcuni nel collo del condensatore, così da ridurre ulteriormente la lunghezza delle tubazioni di spillamento.

Lo scarico della condensa (drenaggi) dei riscaldatori è effettuato in cascata, ossia i drenaggi del riscaldatore a più alta pressione di spillamento si scaricano in quello a pressione immediatamente inferiore e così via, sino ad arrivare all'ultimo riscaldatore a pressione minima, ove sono possibili due soluzioni: inviare i drenaggi al condensatore oppure recuperarli con una pompa ed immetterli nel condensato a valle del primo riscaldatore.



La disposizione dei riscaldatori può essere orizzontale o verticale.
I riscaldatori, sia di bassa che di alta pressione, sono normalmente costituiti da:

1. un involucro in lamiera saldata, chiuso da un fondo bombato ellittico da un lato e saldato o imbullonato alla piastra tubiera dall'altro.



2. la testata, costituita da un corpo emisferico o cilindrico, in lamiera d'acciaio in un sol pezzo; l'interno è suddiviso da setti metallici in camere d'acqua alle quali fanno capo gli attacchi per le tubazioni di ingresso e di uscita dell'acqua da riscaldare.
3. la piastra tubiera in acciaio forgiato, saldata da un lato alla camera d'acqua e dall'altro ad un anello in acciaio di forte spessore che porta gli attacchi per l'ingresso del vapore e per lo scarico delle condense.
4. il fascio tubiero, costituito da tubi ad U raccordati alla piastra di testa.
   La resistenza meccanica e la resistenza alle corrosioni sono i fattori determinanti per la scelta del metallo dei tubi: sono normalmente utilizzati tubi in acciaio o tubi in lega di rame (cupronickel).
   Divisioni e diaframmi permettono di definire e prolungare attorno ai fasci tubieri i percorsi del vapore e delle condense. Sull'arrivo del vapore e delle condense provenienti dai riscaldatori posti a monte sono installate opportune piastre, al fine di proteggere i tubi dalle erosioni.

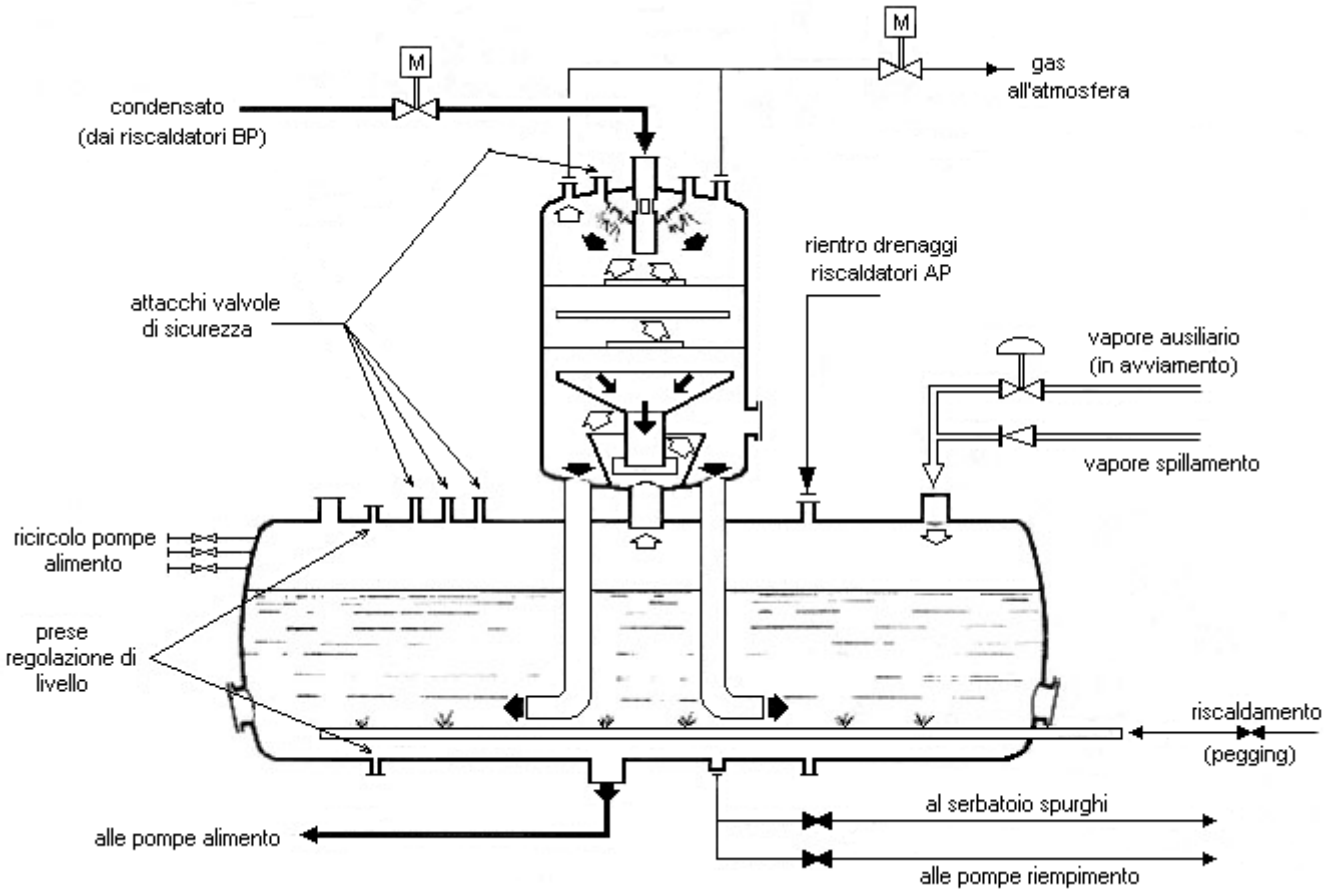
Il punto più delicato di un riscaldatore risulta essere il collegamento fra tubi e piastra tubiera. Inizialmente la giunzione era ottenuta mandrinando il tubo nella piastra; poi si è invece generalizzato l'impiego di una saldatura di collegamento e tenuta, associata a una mandrinatura che ha lo scopo principale di scaricare la saldatura dalle relative sollecitazioni.

5) degasatore

La degasazione si propone il fine di eliminare i gas e gli incondensabili presenti nel condensato.
Per estrarre dall'acqua i gas presenti è necessario fare assumere al degasatore le seguenti funzioni:

- riscaldare alla temperatura stabilita tutta la massa d'acqua per mezzo di vapore, in modo da diminuire la solubilità dei gas;
- frazionare ed agitare l'acqua, cioè dividere l'acqua in goccioline sufficientemente piccole in modo che i gas presenti dispongano di superfici e di tempo necessario per separarsi dall'acqua così polverizzata;
- far tendere a zero le pressioni parziali dei gas presenti, in modo che l'acqua bollente non riesca a trattenere i gas disciolti[22] (per questo l'insieme di riscaldatore-degasatore è concepito in modo che la temperatura di uscita dell'acqua sia il più possibile vicina alla temperatura di saturazione del vapore di riscaldamento);
- scaricare all'atmosfera gli incondensabili attraverso uno sfiato collocato sulla parte alta del degasatore.

Il degasatore rappresentato nella figura seguente è del tipo combinato a spruzzi e a piatti.



[22] Vale la legge di Henry sulla solubilità dei gas nei liquidi:
"A temperatura costante la solubilità in peso dei gas in un liquido è proporzionale alla loro pressione parziale".
Le pressioni parziali dei gas presenti nel degasatore (ossigeno e anidride carbonica) tendono a zero perché la pressione del vapor d'acqua è uguale alla pressione totale (pressione in condizioni di saturazione).

La torre degasante è disposta sopra il serbatoio ed è suddivisa all'interno in varie zone, nelle quali l'acqua viene riscaldata, frazionata e degasata.
Il condensato viene immesso nella parte superiore della torretta attraverso un sistema di ugelli spruzzatori, che lo frazionano in gocce minute e lo distribuiscono uniformemente sul piatto più alto.
In questa zona confluiscono i gas liberati nelle zone sottostanti, unitamente al vapore che in funzionamento normale è prelevato da uno spillamento di turbina (nei gruppi termoelettrici unificati da 320 MW è il 4° spillamento), mentre in avviamento è derivato dal collettore del vapore ausiliario.
I getti di acqua, investiti dal vapore, ne abbassano la temperatura fino a quella di condensazione alla pressione esistente nel degasatore.
In tal modo si condensa la maggior parte del vapore e quindi solo una piccola percentuale di esso viene scaricata all'atmosfera insieme ai gas.
Nella parte inferiore della zona di riscaldamento, dato l'elevato coefficiente di trasmissione tra vapore condensante e acqua, la temperatura di quest'ultima raggiunge un valore assai prossimo a quello della temperatura di saturazione.
L'acqua, dopo aver attraversato la zona di riscaldamento, cade su una serie di piatti forati, dai quali scende in forma di pioggia; il vapore sale dal basso fluendo alternativamente verso il centro e verso la periferia dell'apparecchio, quindi sempre in direzione perpendicolare al flusso dell'acqua. Il frazionamento meccanico dell'acqua, nel rimbalzare da un piatto all'altro, unito all'effetto dinamico e termico del vapore, assicura l'eliminazione della maggior parte degli incondensabili.
Attraverso i tubi di raccolta l'acqua degasata scende poi nel serbatoio inferiore del degasatore, da cui viene convogliata all'aspirazione delle pompe alimento.

6) pompe alimento

Le pompe alimento aspirano l'acqua dal degasatore e la pompano in caldaia attraverso i riscaldatori di alta pressione: esse hanno la funzione di fornire all'acqua la pressione necessaria per l'esercizio del generatore di vapore.

Le pompe adottate sono del tipo centrifugo a più giranti.

Il calcolo della prevalenza complessiva richiesta si esegue per differenza fra la pressione di mandata e quella di aspirazione:

$$\Delta p = p_m - p_a = \left(p_v + \zeta_t + \zeta_c + \zeta_r + \gamma_1 h_1 + \gamma_1 \frac{v_u^{\,2}}{2g} \right) - \left(p_0 + \gamma_2 h_2 + \gamma_2 \frac{v_e^{\,2}}{2g} \right)$$

Δp	prevalenza generata dalla pompa,
γ_1	peso specifico dell'acqua alla pressione e temperatura di uscita,
γ_2	peso specifico dell'acqua alla pressione e temperatura di entrata,
v_u	velocità nella sezione di uscita,
v_e	velocità nella sezione di entrata,
h_1	dislivello fra il punto più alto della caldaia e il piano di installazione della pompa,
h_2	dislivello fra il degasatore e il piano di installazione della pompa,
p_v	pressione del vapore all'ammissione in turbina,
p_0	pressione del degasatore,
ζ_t	perdite di carico nelle tubazioni del vapore,
ζ_c	perdite di carico in caldaia,
ζ_r	perdite di carico nei riscaldatori di alta pressione.

Trascurando la differenza fra i due termini cinetici, si può scrivere:

$$\Delta p = p_v - p_0 + \gamma_1 h_1 - \gamma_2 h_2 + \zeta_t + \zeta_c + \zeta_r$$

L'andamento della prevalenza necessaria in funzione della portata, supposte costanti p_v e p_0, è rappresentato da una parabola, poiché le perdite di carico variano con il quadrato della velocità (e quindi della portata).

La pressione all'aspirazione della pompa deve avere un valore abbastanza elevato affinché non si abbiano fenomeni di cavitazione con formazione di bolle di vapore. Tale fenomeno si può verificare nei punti della pompa ove la pressione scende al di sotto della somma della tensione di vapore dell'acqua a quella temperatura (p*) e della pressione parziale dei gas disciolti nell'acqua.

Applicando il teorema di Bernoulli fra il serbatoio di alimento (degasatore) e l'ingresso della pompa, si ha, indicando con y_t le perdite nelle tubazioni:

$$h_2 + \frac{p_0}{\gamma_2} + \frac{v_0^{\,2}}{2g} = \frac{p_e}{\gamma_2} + \frac{v_e^{\,2}}{2g} + y_t$$

essendo p_e la pressione all'ingresso della pompa.

Poiché $\frac{v_0^{\,2}}{2g}$ è trascurabile, dovrà essere:

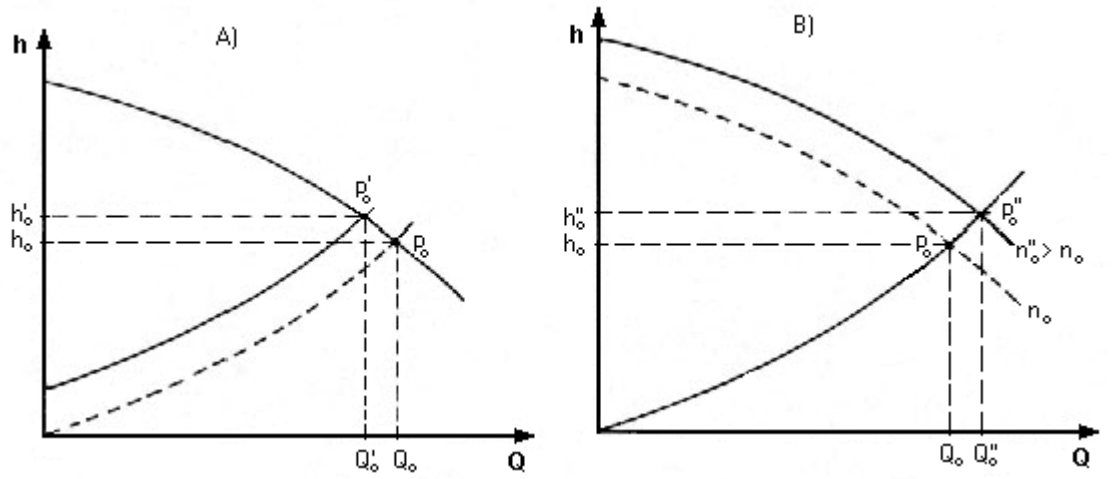
$$p_e = p_0 + \gamma_2 \cdot h_2 - \gamma_2 \cdot \frac{v_1^{\,2}}{2g} - \gamma_2 \cdot y_t \geq p^*$$

Sia nel degasatore che nel condensatore la pressione è pari alla tensione di vapore a quella temperatura e pertanto $p^* = p_0$.
Si avrà quindi:

$$h_2 \geq \frac{v_1^{\,2}}{2g} + y_t$$

Per pompe con elevata velocità all'ingresso occorrerebbe disporre il serbatoio ad un'altezza notevole, anche per tener conto di possibili variazioni di pressione all'aspirazione durante i transitori; si preferisce installare il degasatore ad una certa altezza e ricorrere ad una pompa booster, a monte della pompa alimento. La pompa booster fornisce una prevalenza di 8÷10 kg/cm^2 e può aspirare dal serbatoio del degasatore, non richiedendo un notevole battente sull'aspirazione perché ha velocità di ingresso minori.

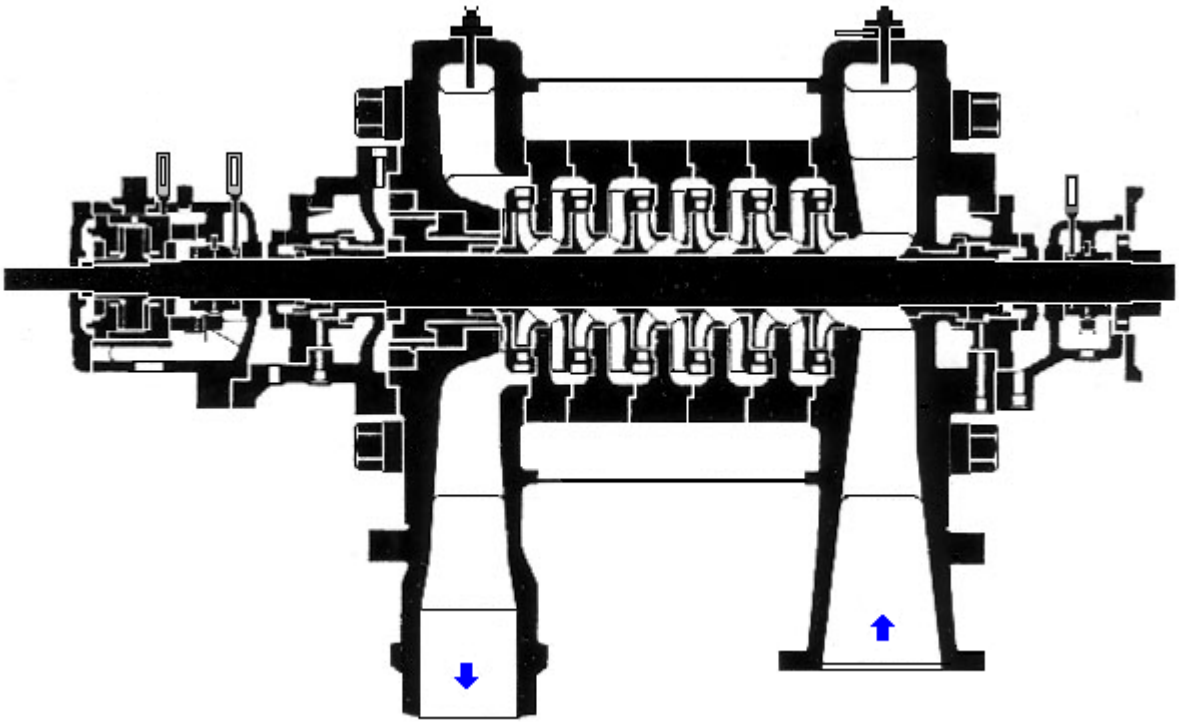
Se riportiamo su un diagramma il valore delle portate in funzione delle pressioni di una pompa, otteniamo la curva caratteristica riportata in figura.



Volendo variare la portata di funzionamento Q_0, si deve agire sulla caratteristica del circuito o sulla caratteristica della pompa.
La caratteristica del circuito può essere modificata agendo su una valvola posta in serie all'utenza, in modo da creare una perdita di carico aggiuntiva variabile (diagramma a sinistra).
La caratteristica della pompa può essere modificata variando il numero di giri della pompa stessa (diagramma a destra).
Quest'ultimo sistema è senz'altro il più valido ai fini del rendimento.

Nel funzionamento con valori di portata molto bassi si ha il pericolo di surriscaldamento dell'acqua e sua vaporizzazione: per evitare questo inconveniente il costruttore ha stabilito un valore di portata minima da ricircolare al degasatore, al di sotto di un certo carico.
Una pompa alimento per caldaie ad alta potenzialità è progettata e costruita in modo da ottenere una macchina solida e nello stesso tempo accessibile e di semplice manutenzione.
Le alte pressioni di funzionamento impongono la costruzione di rotori a più giranti, il cui numero deve essere il minore possibile al fine di limitare la lunghezza d'albero ed ottenere una buona rigidità del rotore. Le giranti sono montate una di seguito all'altra, in anelli che contengono anche i diffusori e le guide radiali di adduzione dell'acqua alla girante successiva.
Le elevate velocità di funzionamento riducono il numero e le dimensioni delle giranti.

Il corpo pompa è costruito in modo da consentire un facile smontaggio.
Le pompe tipo barrel hanno il corpo racchiuso in un cilindro di acciaio forgiato che porta gli attacchi di aspirazione e di mandata ed i supporti di appoggio.



Un problema di notevole importanza è quello dell'equilibratura della spinta assiale, originata dalla elevata pressione di mandata. Nelle pompe tipo barrel la soluzione consiste nel riportare sull'albero un disco di equilibrio che comunica, tramite una intercapedine, con la camera dell'ultima girante in modo tale che l'acqua agisca con la sua pressione sul disco creando una forza contraria alla spinta assiale.
Le alte velocità e pressioni in gioco creano non pochi problemi per quanto riguarda le tenute sull'albero. Sono per lo più adottate tenute meccaniche: la superficie piana di un anello rotante di acciaio inossidabile, aderente all'albero della pompa, viene tenuta a contatto della superficie piana di un anello di grafite, fissato sul premistoppa, mediante l'azione di una molla pure ruotante con l'albero della pompa. Le due superfici a contatto sono rese lisce mediante lappatura, in modo da impedire anche il minimo trafilamento di liquido tra le parti aderenti. Un anello di gomma sintetica o teflon impedisce trafilamenti fra albero e anello rotante; un secondo anello di gomma sintetica assicura invece la tenuta fra la scatola del premistoppa e l'anello fisso di grafite. Poiché l'attrito fra le superfici a contatto porterebbe ad un rapido deterioramento, è necessario provvedere a raffreddare e lubrificare le superfici: ciò si ottiene inviando acqua dalla mandata delle pompe estrazione condensato.

La regolazione della portata è effettuata variando il numero di giri della pompa alimento.
Se la pompa è trascinata da una turbina a vapore ausiliaria, la variazione dei giri è attuata dal sistema di regolazione della turbina.
Se la pompa è trascinata da un motore elettrico, si inserisce un giunto meccanico moltiplicatore di giri (ad esempio un giunto epicicloidale) e si alimenta a frequenza variabile il motore oppure si prevede un giunto idraulico tra moltiplicatore di giri e pompa alimento.

➢ *Alimentazione del motore elettrico della pompa alimento a frequenza variabile*

L'azionamento del motore elettrico a frequenza variabile è ottenuto con l'adozione di un convertitore.

Il convertitore è alimentato tramite un trasformatore trifase dalle sbarre a 6 kV. Il trasformatore è dotato di un variatore di rapporto e, oltre ad abbassare la tensione di alimentazione, ha la funzione di isolare il convertitore dal sistema a 6 kV.

Il funzionamento del convertitore può essere così riassunto:

- lo stadio lato alimentazione (raddrizzatore) converte la corrente alternata in corrente continua ad un valore che dipende dalla potenza che il motore deve erogare;
- un'induttanza di livellamento o spianamento filtra la corrente in modo da renderla quasi perfettamente costante;
- lo stadio lato motore (inverter) riconverte la corrente continua in corrente alternata alla frequenza richiesta dal sistema di controllo della velocità. La commutazione della corrente continua di ingresso all'inverter viene comandata inviando impulsi, secondo un ordine stabilito, i relativi tiristori;
- il filtro di uscita elimina le armoniche di ordine superiore alla fondamentale in modo da alimentare il motore con tensioni e correnti pressoché sinusoidali ed evitare problemi di vibrazioni o surriscaldamenti anormali; inoltre rifasa la corrente assorbita dal motore e fornisce l'energia reattiva necessaria per la commutazione naturale dei tiristori producendo adeguate tensioni di statore. Con la diminuzione di frequenza le tensioni di statore diminuiscono in modo proporzionale e i condensatori dei filtri hanno una minore energia disponibile per la commutazione. Così, per soddisfare le esigenze di commutazione nel campo 0-50% della tensione nominale, è inserito un dispositivo ausiliario in grado di eseguire una commutazione forzata alle basse velocità e di scollegarsi quando la commutazione naturale è in grado di operare.

L'inverter è in grado di controllare la coppia e la frequenza del motore a partire da fermo. Questo permette un avviamento graduale del motore alla corrente nominale, eliminando tutti i problemi derivanti dalle correnti di spunto come nel caso di avviamento diretto dalla rete.

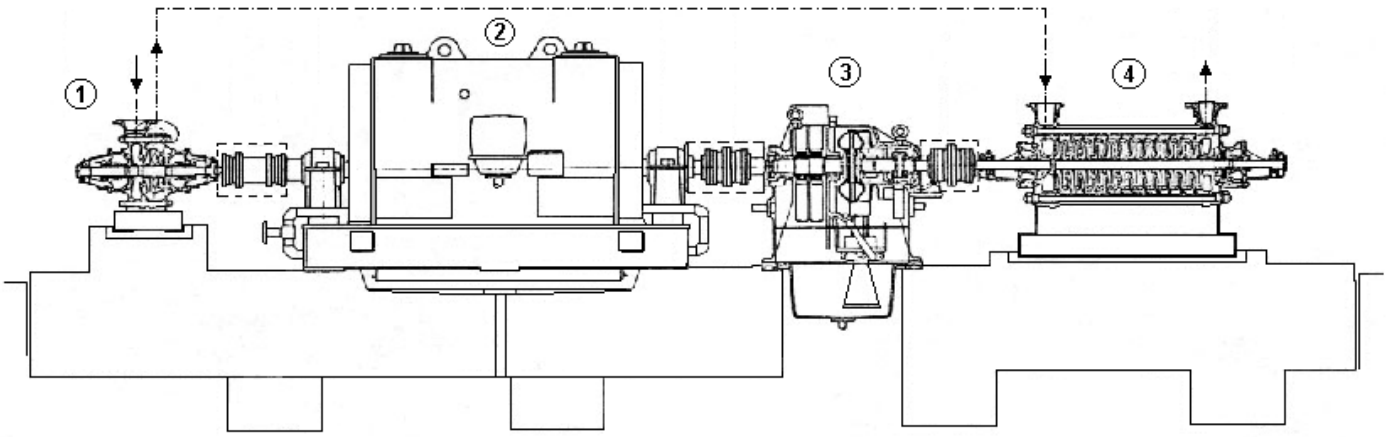
La regolazione della velocità è realizzata inviando al modulo di controllo un segnale analogico proveniente dal regolatore di processo. Il modulo di controllo elabora tale segnale in un microprocessore assicurando il raggiungimento della velocità richiesta con una precisione contenuta nel valore dello scorrimento del motore; esso assicura inoltre il raggiungimento delle varie velocità richieste secondo gradienti prestabiliti e programmabili di accelerazione e decelerazione.

Il rendimento ottenuto con il convertitore a frequenza variabile, a differenza di quello ottenuto mediante giunto idraulico, si mantiene costante per tutto il campo di variazione della velocità.

I vantaggi del convertitore sono:

- risparmio energetico,
- oneri di installazione ridotti,
- elevata affidabilità,
- rapido ripristino in caso di guasto,
- minori perdite per ventilazione e più bassa corrente di spunto al motore.

- *Interposizione di un giunto moltiplicatore di giri e un variatore di velocità di tipo idraulico tra il motore elettrico e la pompa alimento*



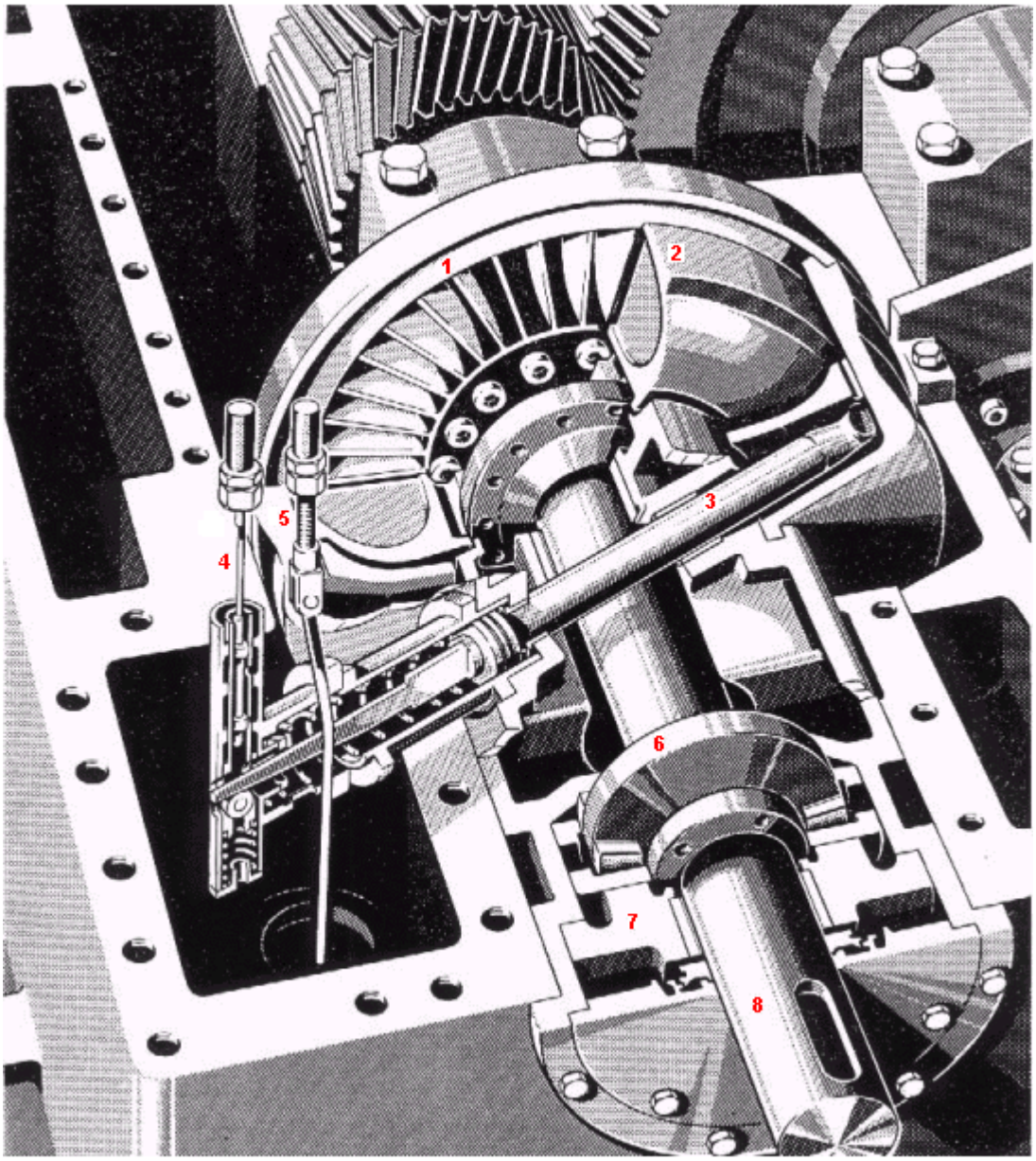
Gruppo di alimentazione per caldaie ad alta potenzialità

1	pompa booster
2	motore elettrico
3	giunto moltiplicatore e variatore di velocità
4	pompa alimento

Si hanno due tipi di giunti idraulici che sfruttano due diverse forme di energia: le trasmissioni idrostatiche e le trasmissioni idrodinamiche.

- Nelle trasmissioni di tipo idrostatico viene utilizzata l'energia di pressione conferita al fluido da una pompa volumetrica a pistoni a giri fissi e inclinazione variabile (unità idrostatica primaria); tale energia viene trasferita, tramite tubazione, a un'analoga macchina idraulica ad inclinazione fissa funzionante come motore (unità idrostatica secondaria).
  Variando la cilindrata della pompa (variando l'inclinazione dei pistoni rispetto all'asse di rotazione), varia la sua portata e conseguentemente la velocità del motore idraulico collegato, che ha cilindrata fissa.
  Impiegando un giunto moltiplicatore epicicloidale, l'albero motore è collegato al portasatelliti, l'albero condotto (connesso con la pompa alimento) è collegato alla ruota interna, la cui velocità viene modulata dalla ruota esterna a giri variabili perché accoppiata con l'unità idrostatica secondaria.
- Nelle trasmissioni di tipo idrodinamico, che sono le più diffuse, viene utilizzata in un elemento-turbina l'energia derivante dalla velocità conferita ad una certa quantità di fluido da un elemento-pompa.
  Vi sono due giranti, affacciate e dotate di palette che delimitano delle nicchie di forma semisferica, racchiuse in un carter contenente una certa quantità di olio.
  La girante-pompa, collegata al motore elettrico, pone in rotazione l'olio che per la forza centrifuga si dispone alla periferia del giunto. Al raggiungimento di una certa velocità l'azione della pompa fa sì che si venga a formare una circolazione d'olio tra le nicchie della girante-pompa e le corrispondenti della girante-turbina; questo flusso d'olio costituisce un vero e proprio collegamento fra le due giranti in virtù del quale si ha la trasmissione del movimento.
  La velocità di rotazione della girante-turbina sarà inferiore a quella della girante-pompa perché esiste un certo scorrimento.

Il valore della coppia trasmissibile è, a parità di altre condizioni, funzione della portata volumetrica del fluido circolante fra le due giranti e quindi della quantità d'olio presente nella camera di lavoro. Variando quindi il livello dell'olio tramite un tubo pescante detto *scoop*, si varia la velocità trasmessa all'albero secondario (collegato alla pompa alimento).



Giunto fluidodinamico Voith

1. Girante primaria
2. Girante secondaria
3. Tubo pescante (scoop)
4. Comando scoop
5. Comando valvola limitatrice
6. Reggispinta
7. Cuscinetto a strisciamento
8. Albero secondario

7) riscaldatori di alta pressione

Vengono denominati riscaldatori di alta pressione quelli installati fra la mandata delle pompe alimento e l'ingresso dell'economizzatore.

Il vapore di spillamento è surriscaldato: per questo i riscaldatori AP sono dotati di una zona di desurriscaldamento che precede quella di condensazione, consentendo così di accrescere la temperatura dell'acqua (che fluisce in controcorrente rispetto al vapore) anche a valori superiori alla temperatura di saturazione corrispondente alla pressione dello spillamento.

Opportuni diaframmi permettono di prolungare attorno ai fasci tubieri i percorsi del vapore e delle condense. Il sottoraffreddamento è effettuato in una sezione del riscaldatore che interessa la prima parte del passaggio dell'acqua alimento.

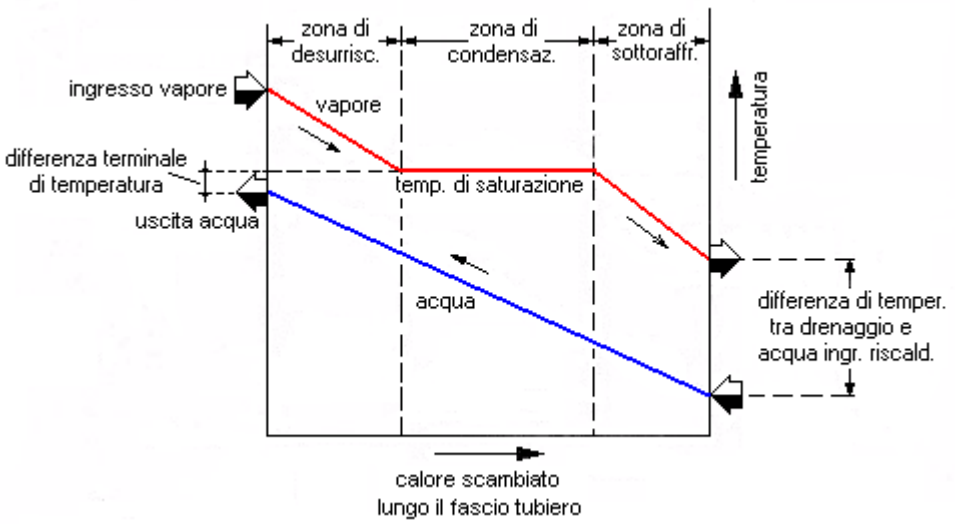
I drenaggi sono inviati in cascata, dal riscaldatore con pressione di spillamento maggiore al riscaldatore immediatamente precedente a pressione inferiore, fino al riscaldatore a valle delle pompe alimento. Da qui i drenaggi vengono inviati al degasatore o nel ciclo condensato a monte dell'impianto di trattamento.

Lo scarico delle condense avviene tramite una valvola, che provvede a regolare il livello delle condense stesse ad un'altezza prefissata: in tal modo il rendimento del riscaldatore permane ad un valore costante mantenendo inalterate le zone di condensazione e di sottoraffreddamento.

In caso di altissimo livello delle condense, lo spillamento del vapore viene automaticamente intercettato per evitare che possa verificarsi un ritorno di acqua in turbina.

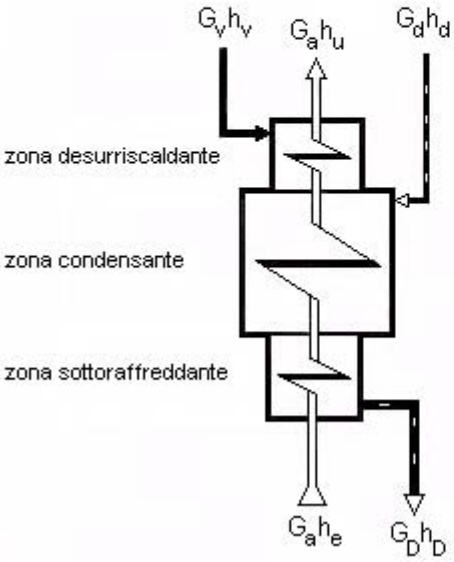
In un gruppo da 320 MW i riscaldatori AP sono numerati in ordine progressivo, crescente con la pressione dello spillamento[23]. Essi sono sdoppiati e disposti su duplice fila, per evitare di costruire riscaldatori di grandi dimensioni e di notevole spessore. E' previsto un bypass che consente l'esclusione di una o entrambe le linee dei riscaldatori.

In figura è rappresentato il diagramma delle temperature di vapore ed acqua in funzione del calore scambiato lungo il fascio tubiero.



Effettuando il bilancio di tutti i riscaldatori, a partire da quello a più alta pressione, si può determinare la portata di vapore da spillare per ottenere un prefissato incremento di entalpia dell'acqua tra uscita condensatore e ingresso in caldaia.

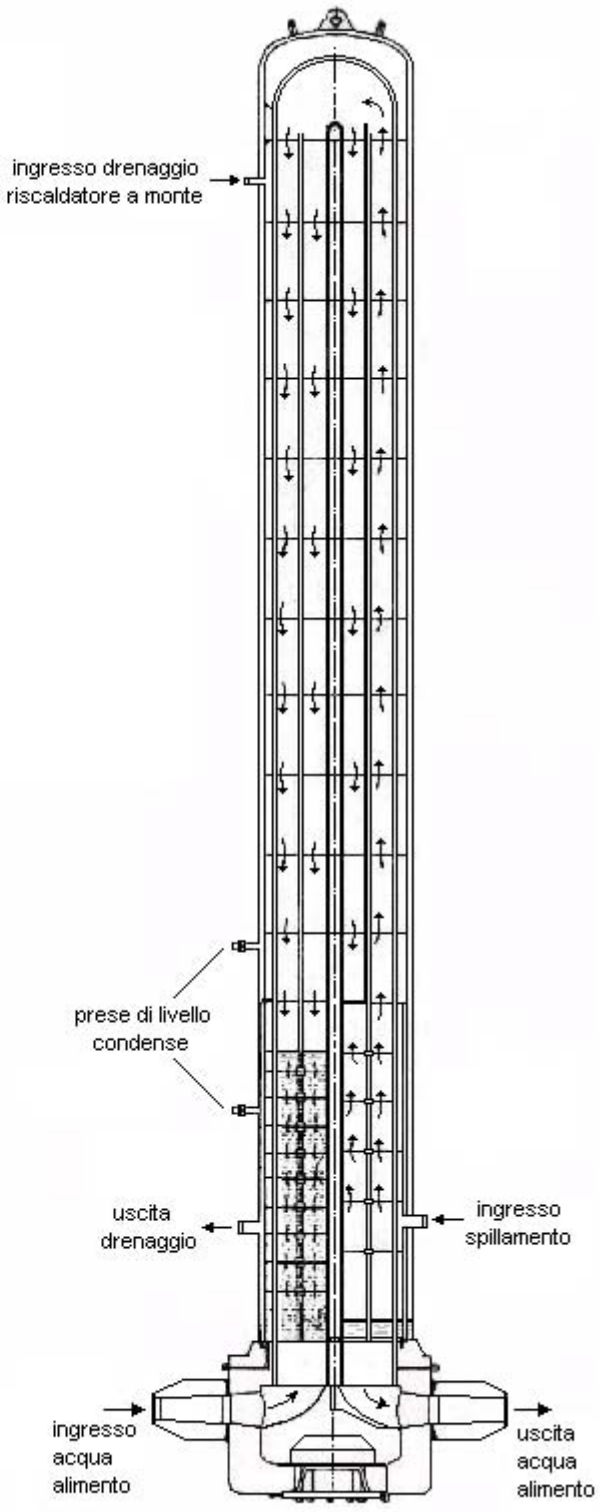
[23] Se gli spillamenti sono 7, il riscaldatore R5 riceverà il 3° spillamento, il riscaldatore R6 riceverà il 2° spillamento, il riscaldatore R7 riceverà il 1° spillamento.

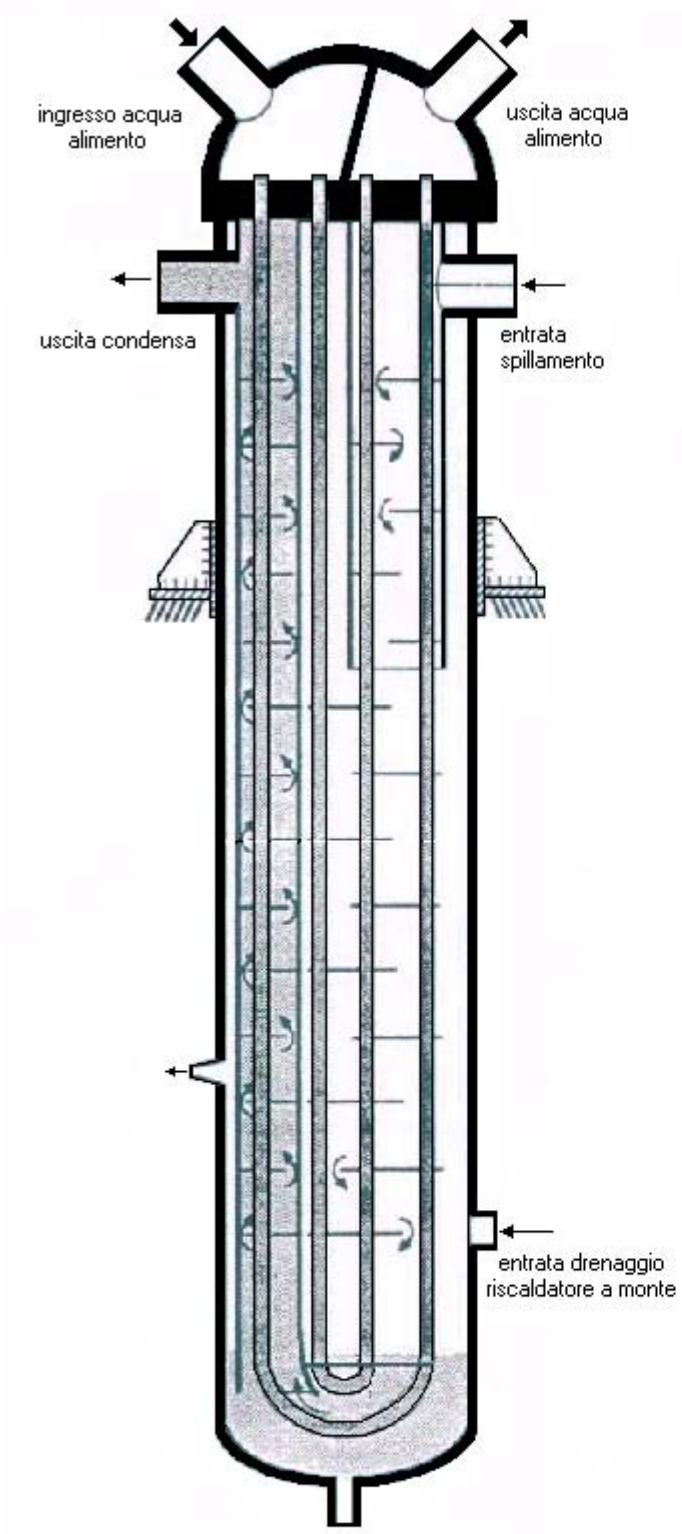


Bilancio di un riscaldatore:

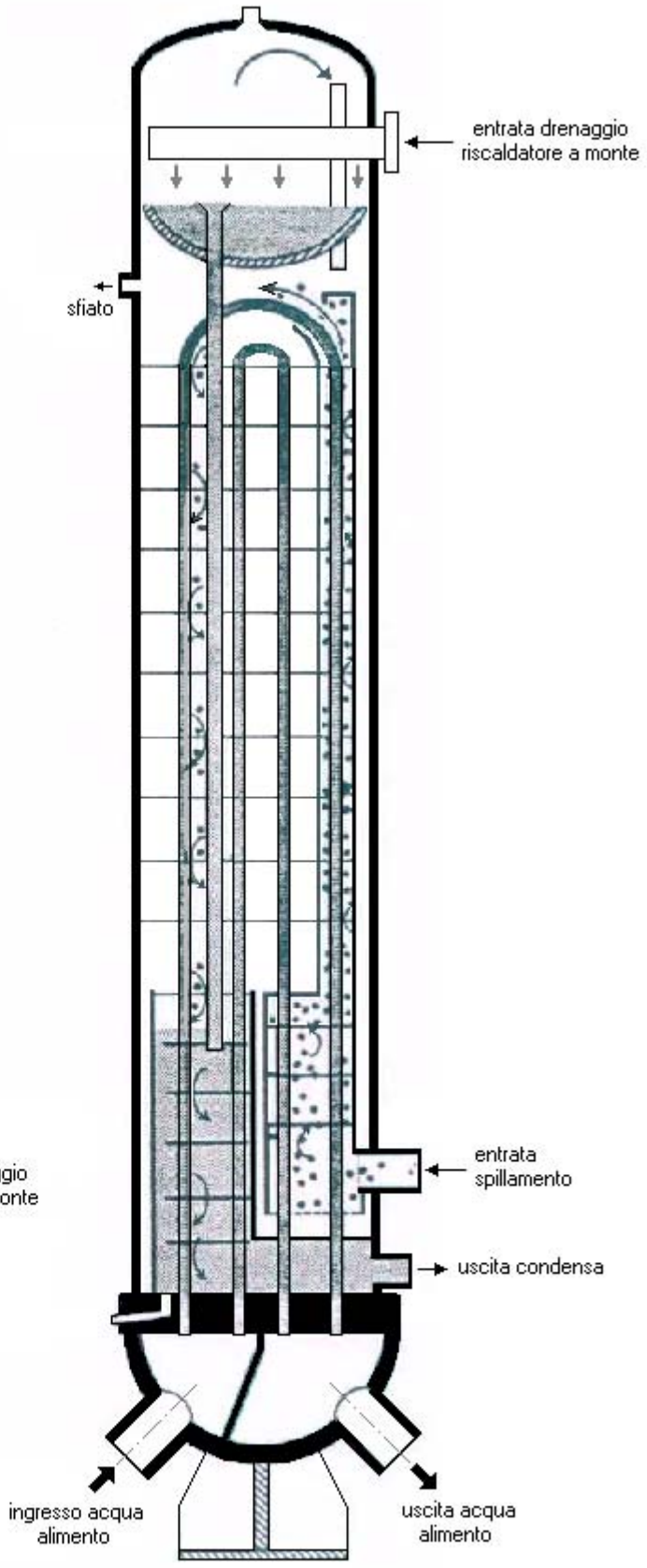
$$G_D = G_v + G_d$$
$$G_a h_e + G_v h_v + G_d h_d = G_a h_u + G_D h_D$$

G_a = portata acqua alimento
h_e = entalpia acqua alimento entrata
G_v = portata vapore (spillamento)
h_v = entalpia vapore (spillamento)
G_d = portata drenaggio riscaldatore a monte
h_d = entalpia drenaggio riscaldatore a monte
h_u = entalpia acqua alimento uscita
G_D = portata drenaggio uscita
h_D = entalpia drenaggio uscita





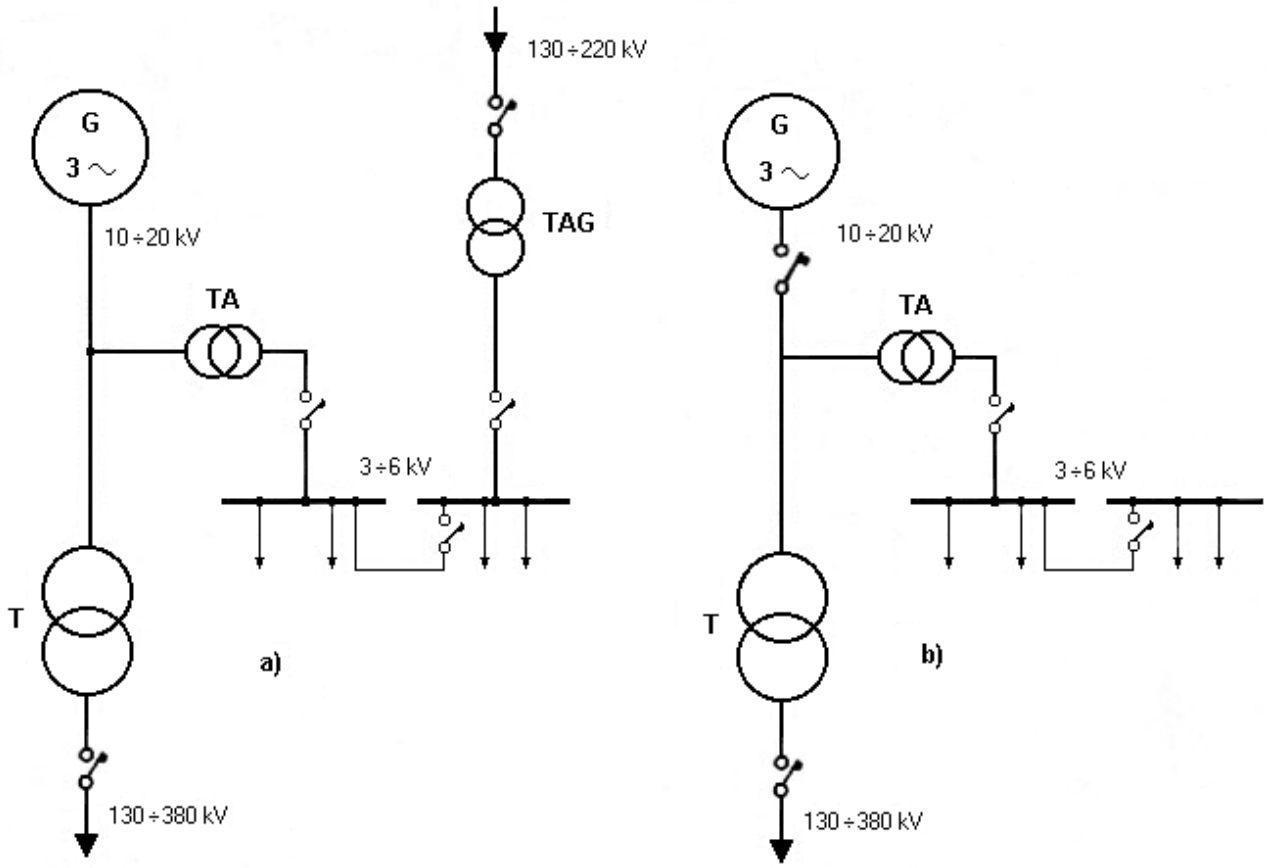
Riscaldatore verticale a testa in alto



Riscaldatore verticale a testa in basso

7. Montante di macchina

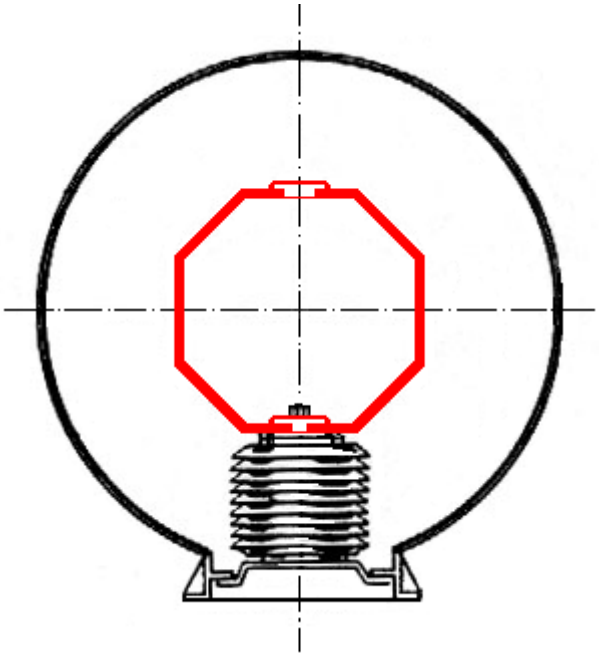
Il montante di macchina comprende le apparecchiature destinate alla produzione e alla trasformazione dell'energia elettrica, ossia il generatore o alternatore, le sbarre, il trasformatore elevatore ed il trasformatore dei servizi ausiliari.
Il collegamento tra alternatore e trasformatore principale può essere rigido (senza l'interposizione di organi di manovra), oppure flessibile.



Montante rigido ***Montante flessibile***

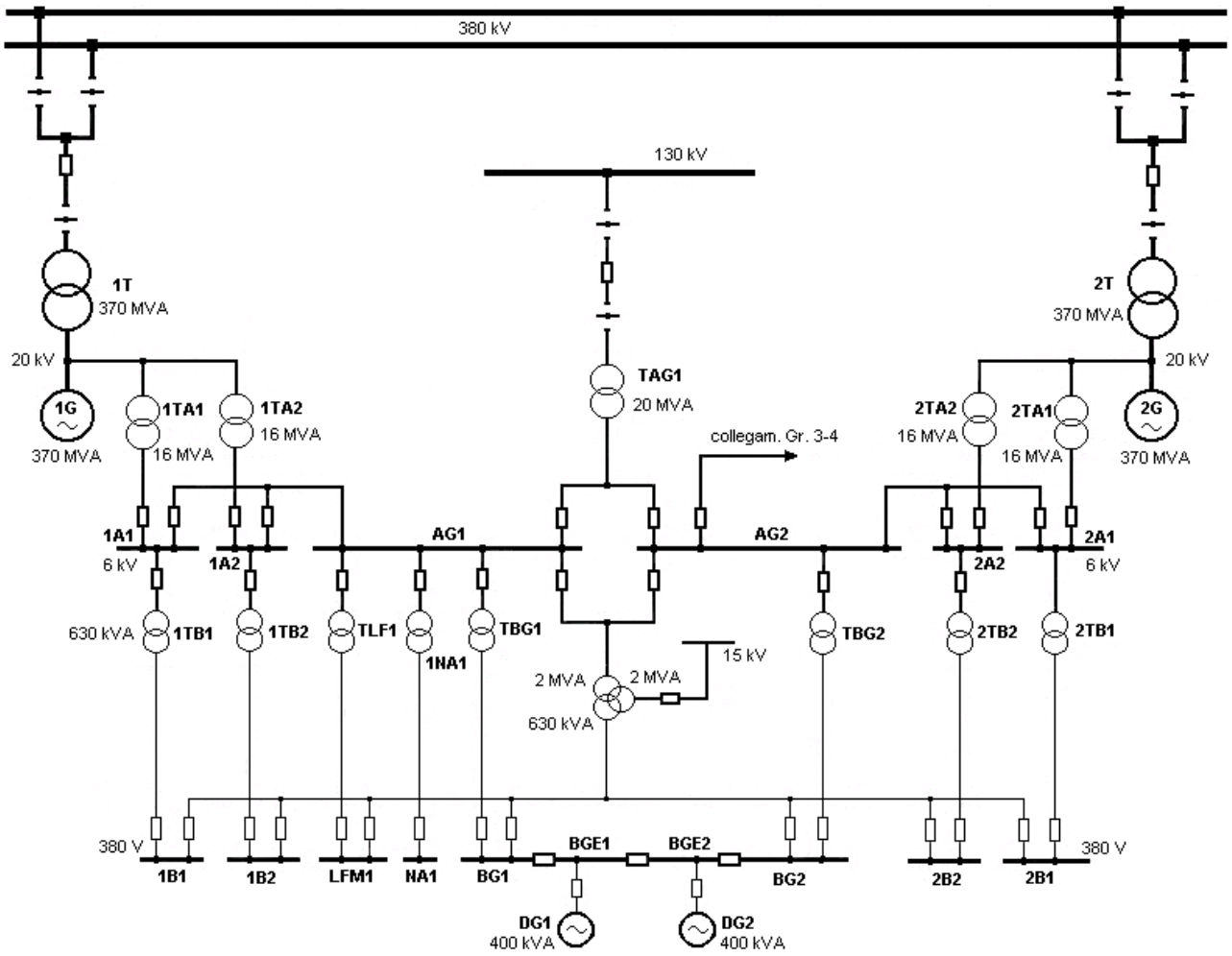
Dalle sbarre in uscita dall'alternatore è derivata l'utenza dei servizi ausiliari, che alimenta, quando il gruppo è in servizio, tutte le apparecchiature elettriche necessarie al funzionamento del gruppo.
L'inserimento di un organo di interruzione tra l'alternatore e la derivazione del trasformatore dei servizi ausiliari comporta il vantaggio di consentire l'alimentazione dei servizi ausiliari anche con gruppo fermo, prelevando energia dalla rete tramite il trasformatore principale.
Nello schema con montante rigido, invece, l'alimentazione a gruppo inattivo deve essere fornita da un secondo trasformatore, detto trasformatore d'avviamento.
Nonostante comporti l'onere dell'installazione di un nuovo trasformatore, lo schema con montante rigido è stato nel passato il più usato poiché la tecnologia costruttiva degli interruttori di media tensione per correnti di cortocircuito molto elevate non garantiva un grado di affidabilità dei componenti soddisfacente.

Il collegamento tra alternatore, trasformatore principale e trasformatore dei servizi ausiliari è effettuato tramite condotti sbarre a fasi segregate di tipo corazzato e di elevata sezione. I condotti sbarre consistono in sistemi di sbarre in cui il conduttore di ogni singola fase, amarrato ad isolatori in porcellana, è contenuto a distanza di isolamento in un involucro metallico amagnetico, messo a terra, concentrico al conduttore. I vantaggi che si ottengono sono la riduzione della probabilità dei cortocircuiti polifasi e la riduzione dell'entità degli sforzi elettrodinamici, in condizioni di cortocircuito, a causa delle correnti indotte negli involucri.



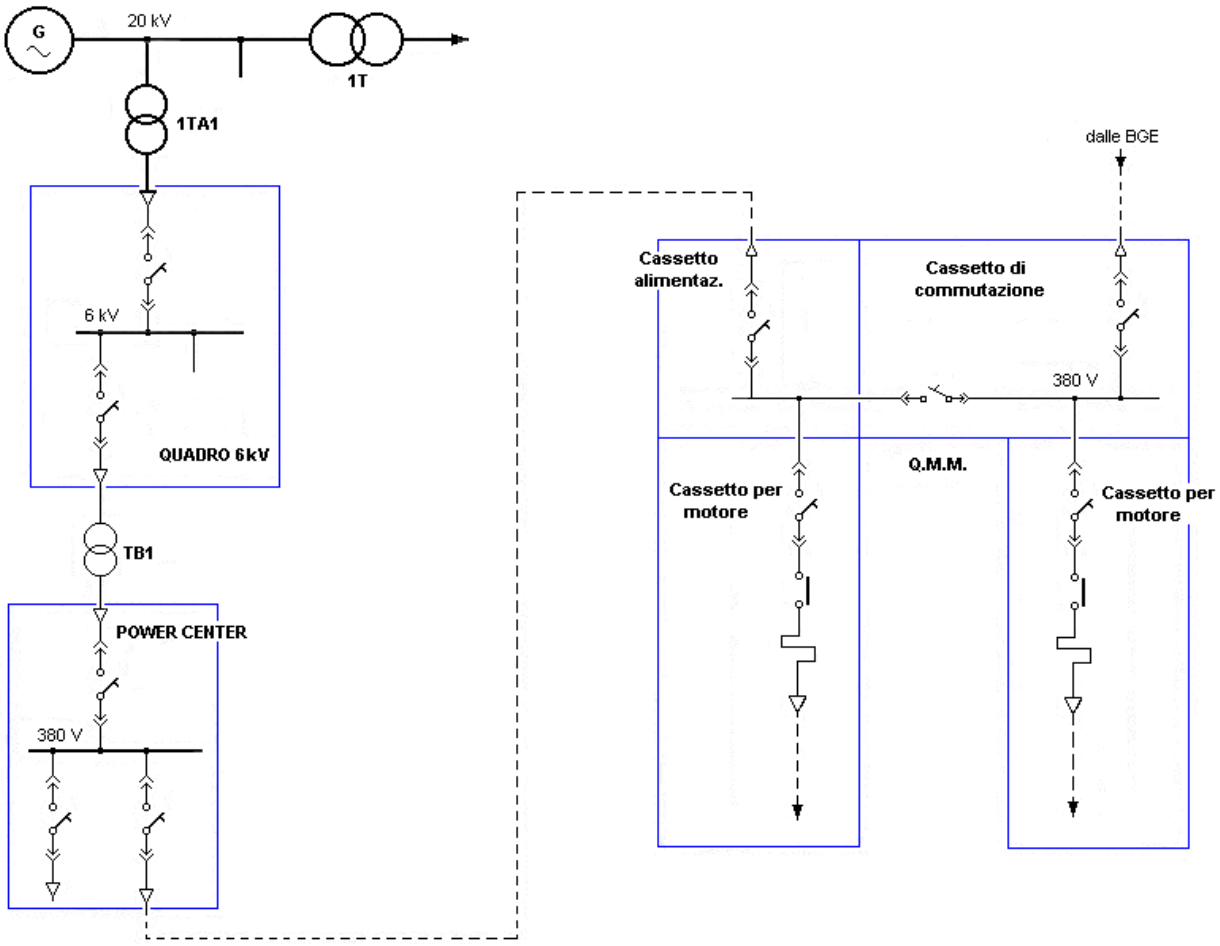
Le sbarre conduttrici sono costituite da profilati a C affacciati, per portate fino a 7000 A; per portate superiori si usano profilati semiottagonali affacciati. Il materiale impiegato è costituito da alluminio ad elevato grado di purezza. Per compensare le dilatazioni sono previsti degli speciali giunti.

Per quanto riguarda l'alimentazione dei servizi ausiliari, nella figura seguente è rappresentato lo schema unificato per due gruppi da 320 MW.
Dal montante di macchina dei gruppi, del tipo rigido, si derivano due trasformatori dei servizi ausiliari (1TA1-1TA2) che alimentano ciascuno un tronco di sbarre a 6 kV.
La suddivisione della alimentazione dei servizi ausiliari in due tronchi è una scelta opportuna in quanto consente di ridurre il dimensionamento degli interruttori: se infatti si concentrasse tutta la potenza dei servizi ausiliari su una sola sbarra si dovrebbero impiegare interruttori con poteri di rottura molto elevati. Una seconda ragione consiste nella maggiore sicurezza di esercizio, consentendo l'alimentazione di una semisbarra in caso di guasto dell'altra.
L'alimentazione può essere trasferita da una sbarra all'altra, a seconda delle necessità, mediante appositi interruttori (congiuntori sbarre).
Per l'avviamento dei gruppi a centrale completamente inattiva o in condizioni di emergenza, esiste un trasformatore di avviamento comune ai due gruppi ed alimentato dalla rete esterna (TAG), collegato alle sbarre generali "AG", suddivise anch'esse in due tronchi connessi tramite congiuntori alle sbarre di gruppo.



Le sbarre a 6 kV di gruppo alimentano i motori del macchinario principale (pompe alimento, ventilatori aria, ecc.) e, attraverso trasformatori 6000/380 V, le sbarre a 380 V.
I quadri a 6 kV sono costituiti da celle prefabbricate in esecuzione modulare, comprendenti l'arrivo dell'alimentazione normale e di riserva, il congiuntore sbarre, la cella misure, la partenza dell'alimentazione ai motori a 6 kV e al trasformatore 6000/380 V.
Gli interruttori che fanno capo alle varie utenze sono contenuti uno per cella e sono del tipo a deionizzazione magnetica in esecuzione estraibile.
Le sbarre "A" a 6 kV alimentano, ciascuna tramite un trasformatore, le rispettive sbarre "B" a 380 V dalle quali vengono derivate le utenze minori.
Dalle sbarre "AG" a 6 kV partono le alimentazioni ai trasformatori destinati ad alimentare i servizi comuni ai gruppi (luce, forza motrice, parco combustibili, ecc.) e le sbarre "BG", che alimentano ancora servizi comuni (impianti chimici, griglie rotanti, ecc.) e sono collegate alle sbarre "BGE" (emergenza) che possono essere alimentate con commutazione automatica dai gruppi elettrogeni.
Dalle sbarre "BGE" sono derivati quei servizi ritenuti indispensabili per la sicurezza dell'impianto.
L'alimentazione in emergenza alle sbarre a 380 V è fornita tramite un trasformatore a tre avvolgimenti, che in condizioni normali viene alimentato dalle sbarre AG mentre in situazioni di emergenza può essere alimentato da una linea esterna a 15 kV.

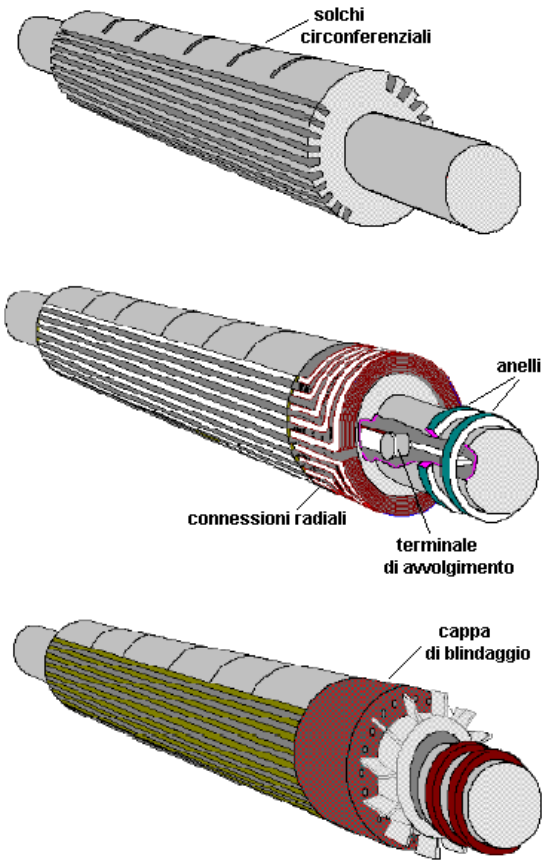
I quadri principali a 380 V (*power center*) sono centralizzati: essi alimentano i motori con potenza superiore a 50 kW ed i quadri manovra motori QMM (detti anche *motor control center MCC*).
Sono costituiti da scomparti modulari ognuno dei quali contiene, a seconda che siano distributori o alimentatori, due o tre interruttori a deionizzazione magnetica comandati da solenoide o da molla, un TA ed un relè di massima corrente incorporati, con scatto ritardato o istantaneo.



I quadri manovra motori (QMM) alimentano i motori di potenza limitata.
A differenza dei power center e dei quadri a 6 kV che sono centralizzati, essi sono dislocati sull'impianto, in prossimità dei sistemi che devono alimentare e comandare.
Sono costituiti da cassetti, ognuno dei quali, se alimenta un motore, contiene un interruttore automatico, un contattore e un relè termico di protezione. L'interruttore è posto a protezione contro i cortocircuiti; il contattore, comandato dal termico, interviene invece in caso di sovraccarico.

7.1. Alternatori

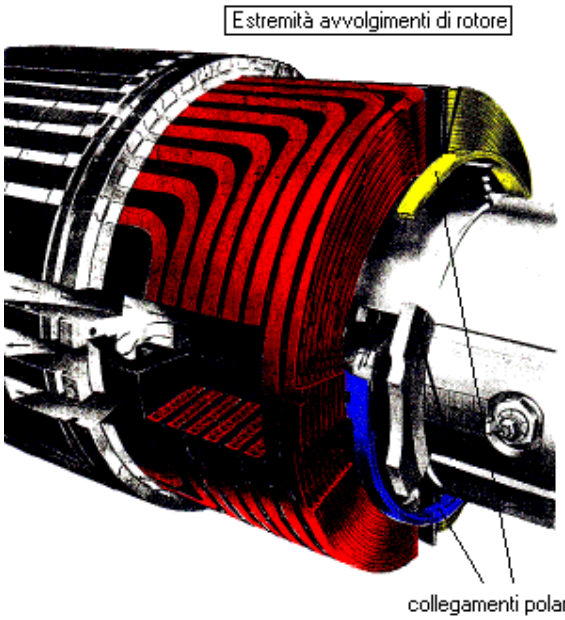
Come già visto, i gruppi a vapore sono caratterizzati da un'elevata velocità di rotazione, che in reti con frequenza di 50 Hz è di norma pari a 3000 giri al minuto: in tal caso l'alternatore è a due poli.

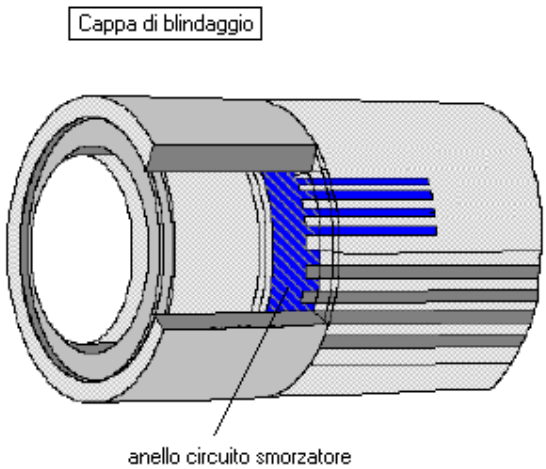


Il rotore è a poli lisci ed è ottenuto da un massello compatto di acciaio al Ni-Cr nel quale vengono ricavate per fresatura le cave; le testate delle matasse rotoriche sono racchiuse in appositi coperchi cilindrici di materiale amagnetico, detti cappe.
L'avvolgimento è realizzato con piattine di rame a spigoli arrotondati avvolte su forma.
Le piattine sono isolate in cava con strisce sovrapposte di vetro e resina epossidica; in corrispondenza delle testate sono isolate con strisce di micanite agglomerata con legante epossidico.

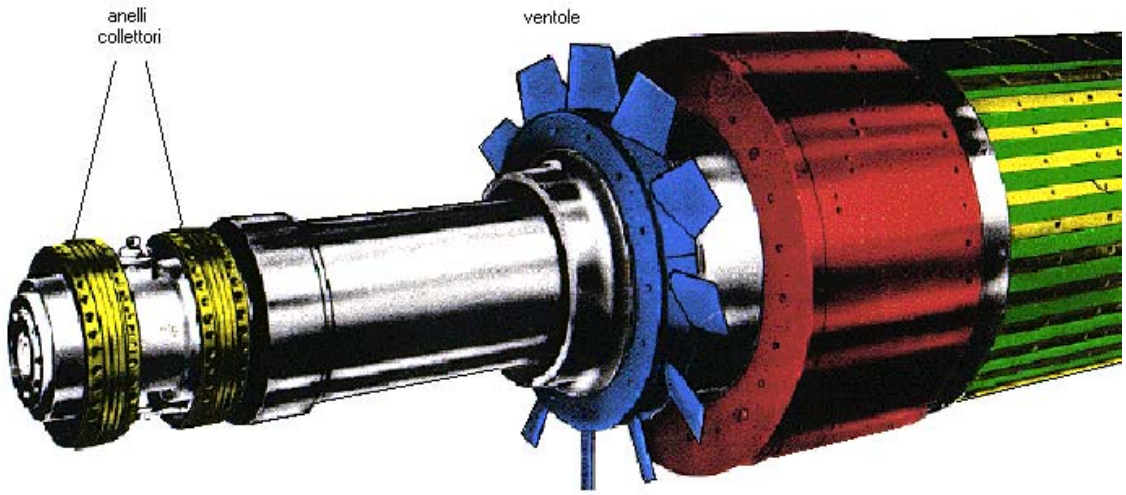
Per gli alternatori da 370 MVA, accoppiati alle turbine da 320 MW, la tensione continua di eccitazione è di 350÷700 V e la corrente nominale di eccitazione è di circa 2,3÷2,7 kA.
La corrente di eccitazione è fornita dalle sbarre dei servizi ausiliari (tramite trasformatore dedicato) ed è opportunamente raddrizzata da ponti a thyristor controllati direttamente dal sistema di regolazione (eccitazione statica).

Nelle testate vengono disposti dei blocchetti distanziatori di vetroresina e sotto le cappe di blindaggio sono posti anelli isolanti in tela di vetro e resina poliestere per alte temperature.

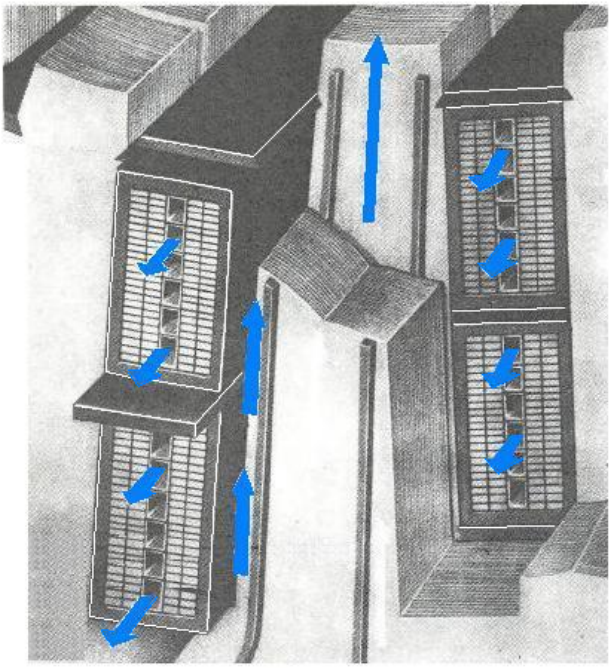




Gli anelli collettori sono ricavati da anelli di acciaio fucinato e vengono montati, previa interposizione di materiale isolante (mica e vetroresina), su una bussola. Il collegamento tra avvolgimento e anelli è realizzato tramite una connessione che percorre l'interno dell'albero.



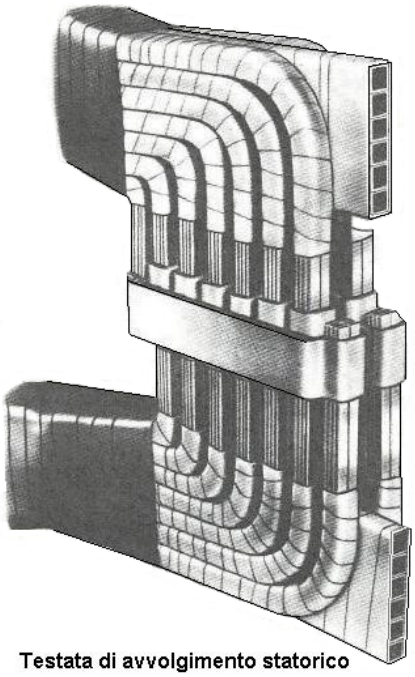
Lo statore comprende la carcassa esterna in lamiera saldata di forte spessore, irrigidita all'interno da centine disposte lungo la circonferenza e da nervature longitudinali.
La chiusura frontale è realizzata mediante due scudi smontabili, nei quali trovano posto i cuscinetti.
Il nucleo magnetico di statore è sostenuto dai tiranti-chiavetta, che sono saldati direttamente sulle centine della carcassa. Esso è formato da settori di lamierino magnetico di acciaio al silicio, a basso fattore di perdita, verniciato su entrambi i lati con vernice isolante. I settori vengono sovrapposti in modo da ottenere una struttura cilindrica sulla quale viene esercitata una pressione da flange pressa-pacco, serrate da bulloni posti sulle estremità filettate dei tiranti-chiavetta.
Tra le flange e i lamierini di estremità sono interposti dei distanziatori radiali esterni (dita pressa-pacco) in acciaio amagnetico che hanno lo scopo di estendere la pressione anche sui denti dei lamierini.
Il pacco è suddiviso in pacchetti elementari con l'interposizione di distanziatori radiali interni, allo scopo di consentire il passaggio del fluido di raffreddamento.



Avvolgimento statorico
Bobine in sezione - Raffreddamento in idrogeno

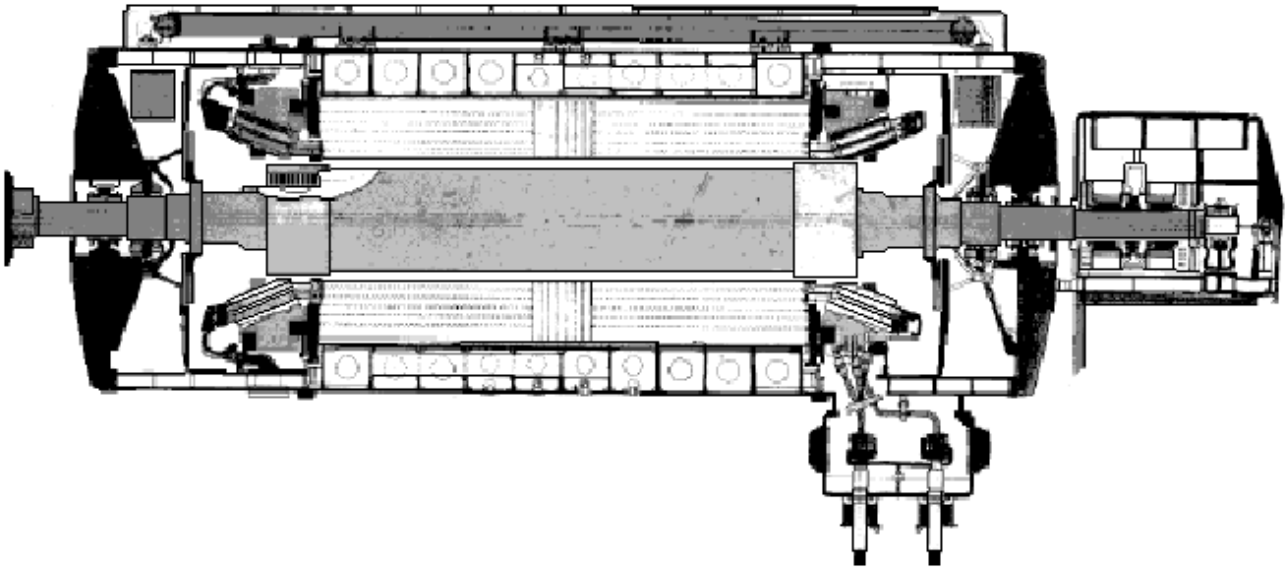
L'avvolgimento statorico è composto da spire di conduttori elementari, costituiti da piattine a spigoli arrotondati, di rame trafilato e ricotto. Le piattine sono assiemate in bobine, all'interno delle quali sono ricavati canali di ventilazione per il passaggio del fluido refrigerante.
Le singole bobine vengono preparate in due metà i cui capi verranno uniti mediante saldatura in sede di montaggio. Il loro isolamento verso massa è realizzato con nastri di vetro-mica impregnati di resina epossidica.
L'isolamento delle singole piattine è eseguito avvolgendo intorno ad esse due tipi di nastro, uno con mica in scaglie e uno con mica in polvere.
Dopo l'applicazione delle varie nastrature le bobine, protette con nastri di sacrificio, vengono portate in autoclave e sottoposte ad un ciclo di vuoto, per estrarre l'aria ed i solventi contenuti nella resina, seguito da un ciclo di cottura sotto pressione per mezzo di una miscela bituminosa.

Successivamente le bobine vengono verniciate con vernice epossidica.
Il fissaggio delle bobine nelle cave è realizzato mediante biette di chiusura.
L'amarraggio delle testate è assicurato da legature in vetroresina che vincolano tra loro le testate stesse e queste agli anelli isolanti di amarraggio, montati su mensole isolanti fissate sulle flange pressa-pacco.
Sulle testate viene anche attuata la trasposizione dei conduttori.



Testata di avvolgimento statorico

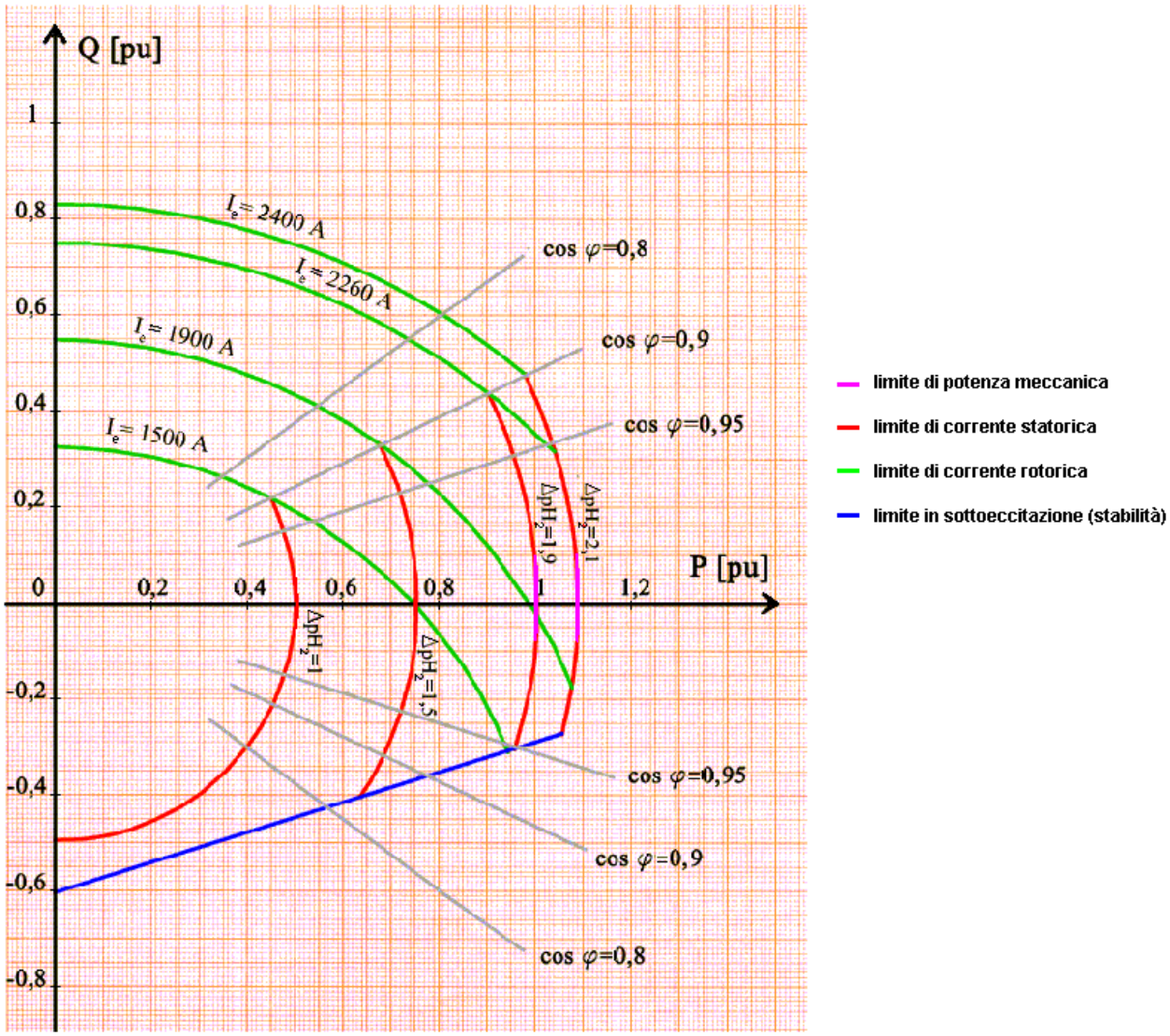
Sezione di turboalternatore da 370 MVA



Dati e caratteristiche tecniche di un alternatore da 370 MVA

Potenza nominale	370 MVA
Fattore di potenza	0,9
Tensione nominale	20.000 V
Corrente nominale	10.681 A
Frequenza	50 Hz
Reattanza sincrona diretta X_d	1,713 p.u.
Reattanza transitoria diretta X'_d	0,273 p.u.
Reattanza subtransitoria diretta X''_d	0,226 p.u.
Reattanza sincrona in quadratura X_q	1,694 p.u.
Costante di tempo dell'induttore T'_{do}	7,53 s
Costante di tempo transitoria T'_d	1,052 s
Costante di tempo subtransitoria secondo l'asse diretto	0,042 s
Resistenza di rotore (a 75°C)	0,13 ohm
Resistenza di statore (a 75°C)	0,0017 ohm
Rapporto di corto circuito	0,51
Corrente di eccitazione al traferro (I_{ET})	913 A
Corrente di eccitazione a vuoto (I_{E0})	1.041 A
Corrente di eccitazione a carico nominale (I_{EN})	2.755 A
Tensione di eccitazione al traferro (V_{ET})	118,69 V
Tensione di eccitazione a vuoto (V_{E0})	135,33 V
Tensione di eccitazione a carico nominale (V_{EN})	358,15 V

La potenza nominale raggiungibile da un turboalternatore è limitata da fattori meccanici, elettromagnetici e termici. Le curve-limiti (curve di *capability*) forniscono, per ogni condizione di funzionamento e per diverse pressioni del fluido refrigerante, le coppie di potenza attiva e reattiva che si possono richiedere alla macchina senza pericolo di danneggiarla.



Curve di capability per alternatore da 370 MVA
V_n=20 kV - raffreddamento in H_2

Tutte le condizioni di funzionamento devono essere rappresentate da punti che cadono entro le zone delimitate dalle curve.
Per quanto riguarda il funzionamento in sovraeccitazione (erogazione di potenza reattiva induttiva) la limitazione è dovuta alla corrente statorica e al pericolo di sovrariscaldamenti nello statore. Per carichi molto sfasati si raggiunge il limite a causa della corrente rotorica. Nel funzionamento in sottoeccitazione (erogazione di potenza reattiva capacitiva) i pericoli maggiori sono dovuti al notevole addensamento del flusso magnetico alle estremità del rotore, con conseguenti surriscaldamenti in questa zona, e al pericolo della perdita di sincronismo (perdita di passo) che provoca forti sollecitazioni sul rotore e sui supporti dell'alternatore.

Per limitare le sollecitazioni derivanti dalla forza centrifuga, la velocità periferica massima ammissibile nel rotore in condizioni di sovravelocità (125% della velocità nominale) è di circa 250 m/s, cui corrisponde un diametro massimo del rotore per macchine a due poli pari a:

$$D_{\max} = 2\frac{u_{\max}}{\omega_{\max}} \cong 1{,}3 \text{ metri}$$

Con diametri così ridotti risulta necessario sviluppare il rotore in lunghezza per poter raggiungere potenze elevate.
I limiti di lunghezza sono imposti dalla necessità di limitare la freccia elastica del rotore. Il rapporto tra lunghezza L e diametro esterno del rotore D prende il nome di rapporto di snellezza e può al massimo essere pari a 10÷12.
Dal punto di vista puramente meccanico il limite di potenza è imposto dal momento torcente massimo applicato all'albero; si tratta comunque di potenze assai elevate, superiori a 2000 MW per macchine a due poli a 50 Hz.
Esaminando ora i fattori elettromagnetici e termici, si ricava che, con i limiti dimensionali sopra citati, la potenza massima di un turboalternatore a due poli raffreddato ad aria con ventilazione forzata sarebbe:

$$P = C_m D^2 L n = C_m D^3 n \frac{L}{D} \cong 300 \text{ MVA}$$

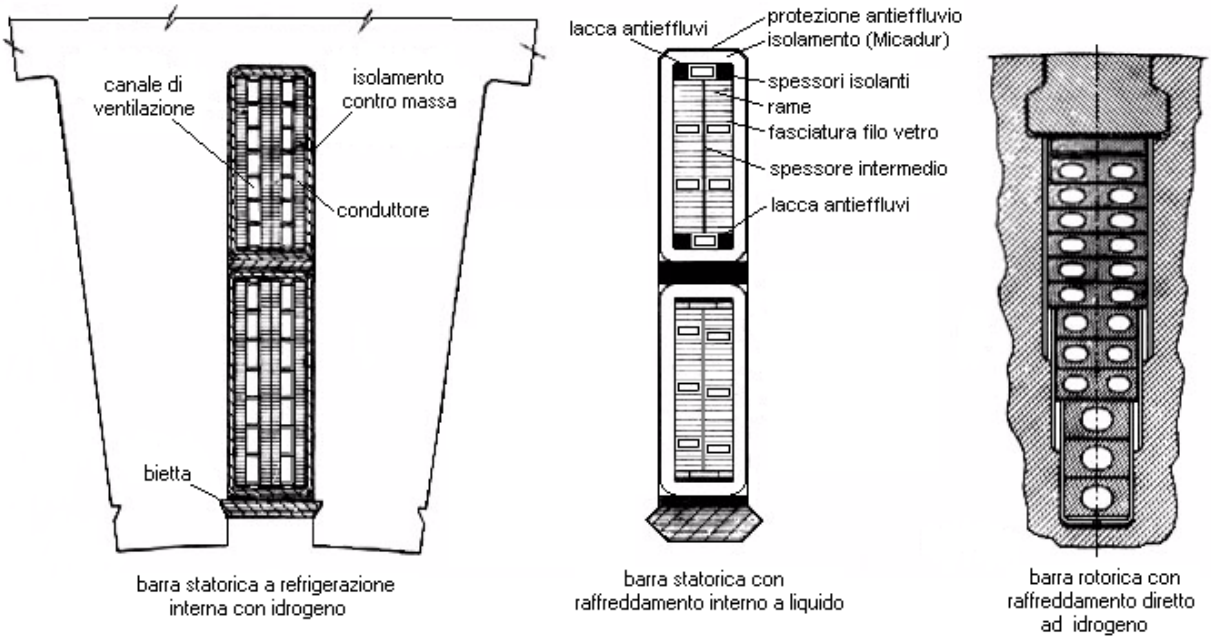
E' evidente che per n = 1500 giri/min sarebbe ammissibile, a pari velocità periferica, un diametro doppio del precedente e pertanto la potenza limite sarebbe:

$$P' = P \cdot 2^3 \cdot \frac{1}{2} = 4P \cong 1200 \text{ MVA}$$

Sostituendo all'aria l'idrogeno, si hanno due importanti vantaggi: il peso specifico del gas è assai basso (1/14 di quello dell'aria) e riduce al minimo la potenza spesa per ventilazione; inoltre il migliore coefficiente di trasmissione del calore e l'elevato calore specifico consentono di aumentare sensibilmente la densità lineare di corrente nello statore e l'induzione nel ferro, aumentando quindi la potenza a pari dimensioni della macchina. La forte reazione d'armatura che si ottiene viene fronteggiata dal rotore a prezzo di un aumento dell'eccitazione, che è possibile solo forzandone il raffreddamento; il rotore rappresenta quindi nei turboalternatori l'elemento che limita la potenza della macchina.
Poiché l'idrogeno è un gas combustibile, deve essere evitata la presenza di ossigeno nel circuito di raffreddamento; ciò si ottiene mantenendo l'idrogeno in pressione (circa 3 kg/cm^2), anche per migliorarne le caratteristiche raffreddanti.
Naturalmente l'involucro della macchina deve essere a tenuta stagna, in particolare in corrispondenza delle uscite d'albero. L'alternatore è quindi provvisto di un sistema di tenute a labirinto con circolazione d'olio. Le sedi delle tenute sono fissate agli scudi. Le tenute sono costituite da due anelli suddivisi in settori mantenuti assieme tramite molle disposte radialmente. Il diametro interno degli anelli è di poco maggiore di quello dell'albero in modo che l'olio, immesso in pressione nella scatola che racchiude gli anelli, fluisce lungo l'albero nelle due direzioni, sia verso l'esterno (lato aria), sia verso l'interno (lato idrogeno) dell'alternatore. I giochi sui due anelli non sono uguali ma studiati in modo tale da permettere un certo flusso d'olio lato idrogeno ed uno piccolissimo lato aria. La pellicola d'olio che si forma nel gioco fra l'albero e i due anelli costituisce la tenuta. La sovrappressione dell'olio rispetto all'idrogeno è di circa 0,3 kg/cm^2.

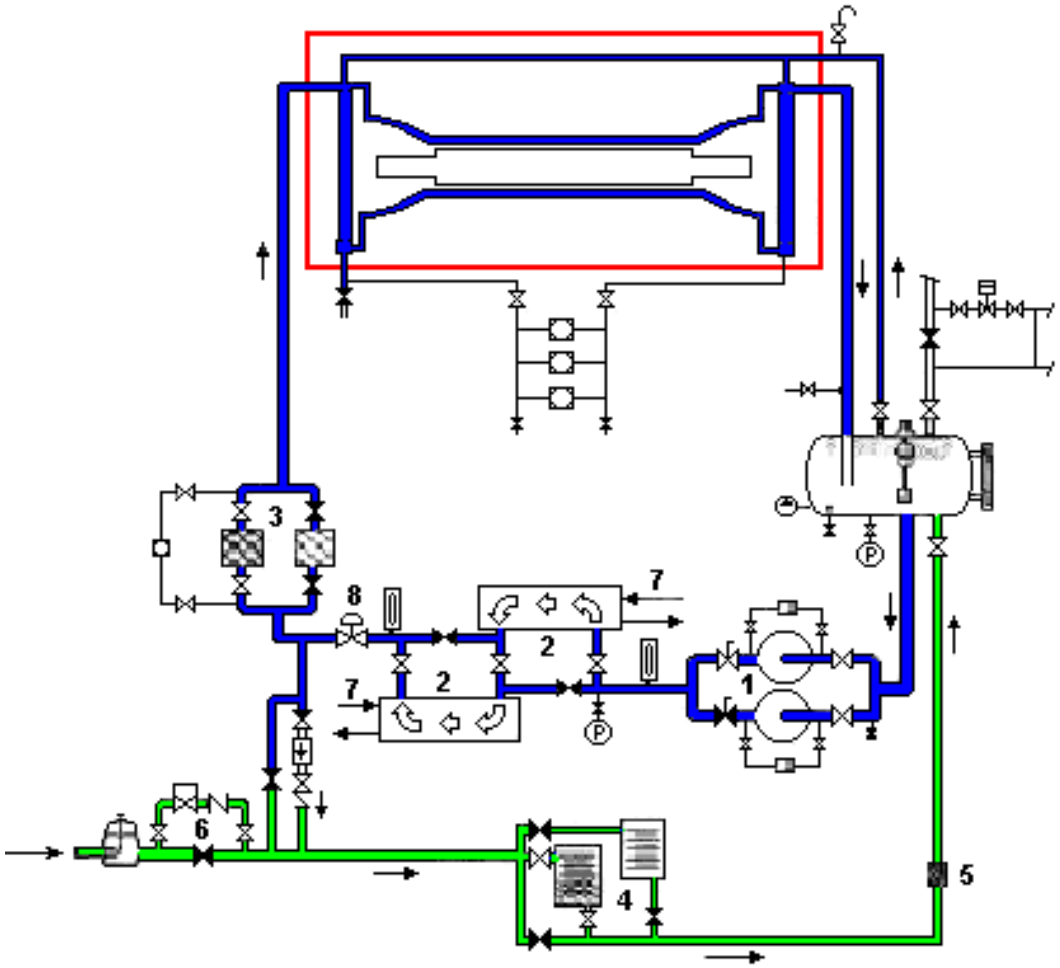
L'olio che si scarica dalle tenute trascina una certa quantità di aria e di idrogeno con i quali è stato a contatto. Per evitare che i due gas vengano a mescolarsi e formino una miscela esplosiva, l'olio scaricato dai due lati delle tenute viene mantenuto in un primo tempo separato e convogliato in due diversi serbatoi nei quali avviene la separazione della maggior quantità di gas; successivamente i due circuiti si riuniscono e l'olio viene immesso tramite spruzzatori nel serbatoio sotto vuoto, nel quale avviene una ulteriore separazione di eventuali gas ancora presenti. I gas sono espulsi tramite un tubo di aspirazione. Il serbatoio è collegato, tramite un sifone, alla cassa olio turbina.
In caso di emergenza l'alimentazione dell'olio è fornita da una pompa trascinata da un motore in corrente continua.

Il percorso dell'idrogeno lungo i canali assiali nel pacco statorico e nel traferro avviene dalle due estremità al centro della macchina, dove viene raccolto ed inviato ai refrigeranti. La prevalenza necessaria viene fornita da un ventilatore centrifugo calettato ad una estremità del rotore. Il raffreddamento diretto dei conduttori è ottenuto tramite appositi canali ricavati all'interno dei conduttori stessi.



Le fasi più delicate del funzionamento dell'alternatore raffreddato ad idrogeno sono quelle che riguardano il riempimento e lo scarico del gas.
Per evitare che l'idrogeno venga a contatto con l'aria, nella fase di riempimento si immette dapprima anidride carbonica che prenderà il posto dell'aria. Successivamente si immette l'idrogeno che sposterà fuori la CO_2.
Nella fase di svuotamento, analogamente si espellerà l'idrogeno con la CO_2 e successivamente si sostituirà la CO_2 con l'aria.

Il raffreddamento diretto può essere effettuato anche con acqua demineralizzata, fatta circolare all'interno delle barre statoriche. L'acqua, mantenuta in pressione da due pompe, viene introdotta nell'avvolgimento per mezzo di un collettore anulare di mandata ed immessa, tramite tubi in teflon, nei bastoni di uno strato, in corrispondenza dei fori (occhioli) che costituiscono il collegamento elettrico tra i bastoni di due strati; percorre tutti i bastoni di uno strato in un senso, esce dalla parte opposta e, tramite tubi in acciaio inossidabile, è reimmessa nei bastoni dell'altro strato che vengono percorsi in senso opposto; in uscita l'acqua è raccolta da un collettore anulare di scarico.
L'uso di resine scambiatrici di ioni a letto misto consente di mantenere una elevata purezza dell'acqua, con valori di conducibilità inferiori a 0,5 μS/cm.
Tutto il circuito idraulico è costituito esclusivamente da rame, acciaio inossidabile e teflon.



Schema del circuito di raffreddamento statorico con acqua demineralizzata

1.- Pompe di circolazione dell'acqua
2.- Refrigeranti
3.- Filtri
4.- Purificatore dell'acqua con resine a scambio ionico
5.- Filtro
6.- Presa di emergenza acqua demineralizzata di caldaia
7.- Presa acqua di servizio per raffreddamento refrigeranti
8.- Regolatore della portata

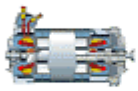
Possiamo riassumere i dati relativi alla potenza apparente dei turboalternatori a due poli, a seconda del tipo di raffreddamento adottato:

- per alternatori raffreddati ad aria si raggiungono potenze di circa 300 MVA,
- per alternatori raffreddati ad idrogeno si raggiungono potenze di circa 1000 MVA,
- per alternatori raffreddati ad idrogeno nel rotore e ad acqua demineralizzata nello statore le potenze raggiunte arrivano a circa 2000 MVA.

Air Cooled Generator

Hydrogen Cooled Generator

Hydrogen /Water Cooled Generator

Cooling Method		Power Range (MVA)	Plant Usage
Air Cooled		25-325	▫ Single- and Multi-Shaft Combined Cycle ▫ Simple Cycle ▫ Steam
Hydrogen Cooled		200-1000	▫ Single- and Multi-Shaft Combined Cycle ▫ Simple Cycle ▫ Steam
H_2/H_2O Cooled		450-2000	▫ Single-Shaft Combined Cycle ▫ Steam

7.2. Trasformatori

I trasformatori principali elevano la tensione dal valore nominale dell'alternatore alla tensione di rete, che, per le grandi centrali termoelettriche, è di norma pari a 380 kV.
Il rapporto di trasformazione può essere variabile sotto carico, a gradini, in modo da assicurare una variazione massima del 10% rispetto al valore nominale: ciò permette di evitare di richiedere notevoli variazioni di tensione all'alternatore per la regolazione di tensione all'arrivo delle linee.
Il collegamento degli avvolgimenti è di solito triangolo-stella con neutro: in tal modo le componenti armoniche ed omopolari circolano solo sull'avvolgimento a triangolo del primario, che è collegato con l'alternatore, mentre il neutro sul secondario ad alta tensione permette la messa a terra del centro stella e quindi una risoluzione precisa dei problemi relativi all'isolamento e al coordinamento dell'isolamento.

Nelle unità da 320 MW l'alternatore da 370 MVA è collegato rigidamente con il trasformatore principale, pure da 370 MVA.

Si può adottare anche la soluzione di due trasformatori trifase in parallelo, ciascuno di potenza 50% della totale, soprattutto nel caso in cui il generatore sia sdoppiato in due unità gemelle perché accoppiato a turbina del tipo cross-compound (ad esempio nelle unità da 660 MW); in tal caso il parallelo dei due generatori viene effettuato sull'alta tensione. Si ottiene così una riserva parziale in caso di guasto ad uno dei due trasformatori, poiché l'altro con un sovraccarico del 40% può trasformare il 70% della potenza dell'unità. Inoltre, sempre per le unità da 660 MW, l'utilizzo di due trasformatori in parallelo da 370 MVA favorisce la gestione delle scorte in comune con le unità da 320 MW.

Il costo C di un trasformatore in funzione della potenza P può essere espresso con la formula $C = k\left(\frac{P}{2}\right)^{\frac{3}{4}}$

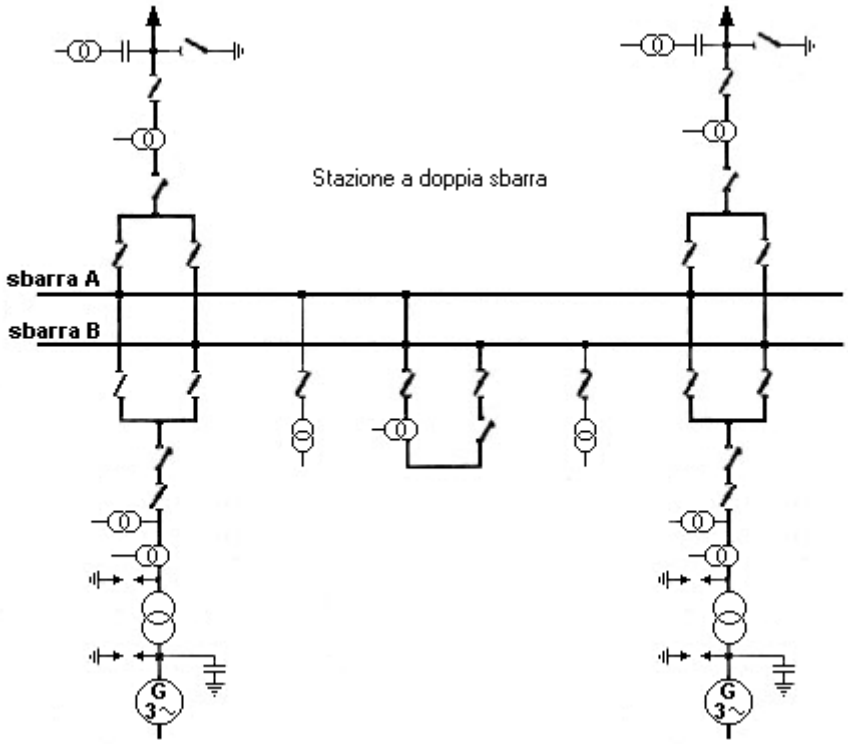
Quindi, rispetto al costo della soluzione con un solo trasformatore trifase posto uguale a 100, due trasformatori al 50% della potenza costano 118, mentre, se si adottasse la soluzione di prevedere tre trasformatori monofase, il costo sarebbe pari a 120.

7.3. Stazione elettrica

Esistono diversi tipi di stazioni elettriche a seconda dell'impiego cui sono destinate.
Gli schemi più comunemente impiegati sono:

- semplice sistema di sbarre,
- doppio sistema di sbarre,
- semplice o doppio sistema di sbarre con sbarra di traslazione.

Il passaggio dalla stazione a semplice sbarra a quella con doppia sbarra ed ancora alla doppia sbarra con traslazione consente di migliorare notevolmente la flessibilità di esercizio e di assicurare al meglio il servizio delle linee; tuttavia comporta un aumento delle possibilità di guasto a causa del maggior numero di apparecchiature e rende più onerosa la manovra a causa della complessità dello schema.

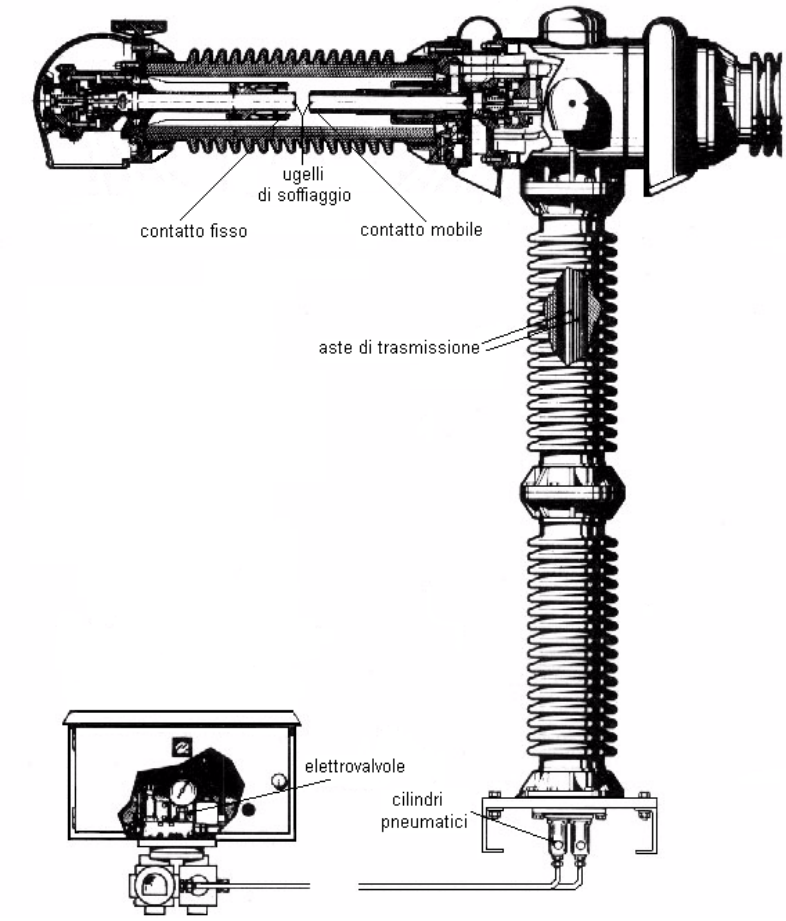


I principali componenti di una stazione elettrica si possono classificare in:

- organi di trasformazione (trasformatori, autotrasformatori),
- organi di manovra (interruttori, sezionatori),
- organi di misura (riduttori di tensione TV e riduttori di corrente TA),
- organi di protezione (scaricatori di tensione).

Gli interruttori sono del tipo ad aria compressa o a esafluoruro di zolfo. Le loro caratteristiche sono contraddistinte da:

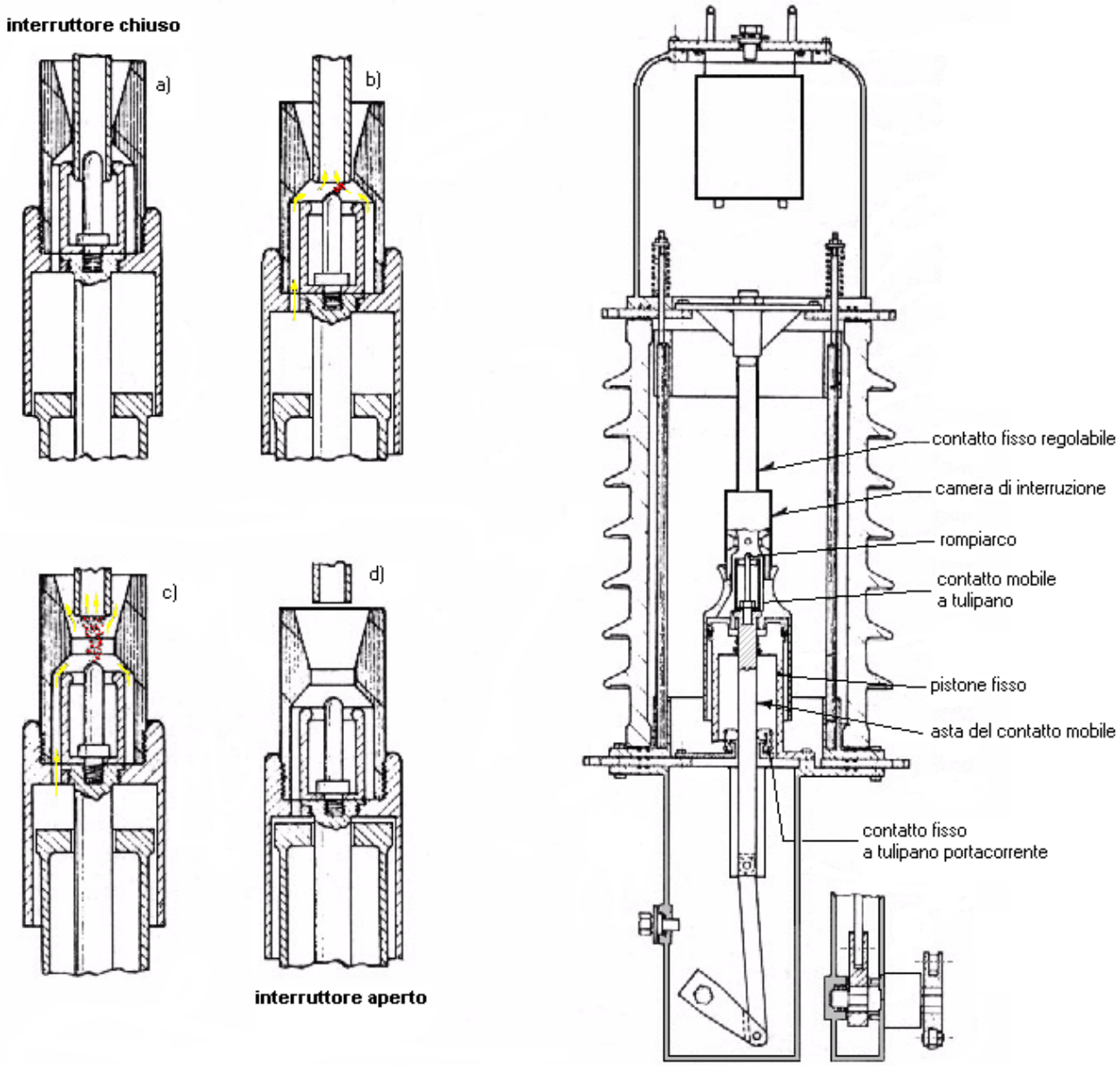
- notevole rapidità di movimento dei contatti in chiusura e soprattutto durante la fase di apertura;
- ottima rigidità dielettrica nello spazio esistente tra i contatti;
- rapida estinzione dell'arco mediante accorgimenti atti a provocarne l'allungamento e il frazionamento e a ristabilire prontamente il dielettrico nella zona dell'arco.



Interruttore ad aria compressa

Gli interruttori ad aria compressa sono adottati nelle grandi stazioni elettriche per le notevoli capacità di rottura raggiunte e per la sicurezza del loro impiego. In questi interruttori il dielettrico usato per la rottura dell'arco in fase di apertura e per l'isolamento dei contatti a interruttore aperto è costituito dall'aria compressa, che provvede anche all'azionamento dei contatti sia per la chiusura che per l'apertura.
Per interrompere elevate correnti vengono costruite più camere di rottura, con più coppie di contatti in serie azionati simultaneamente. La ripartizione della tensione è controllata mediante l'inserimento di resistenze o capacità.

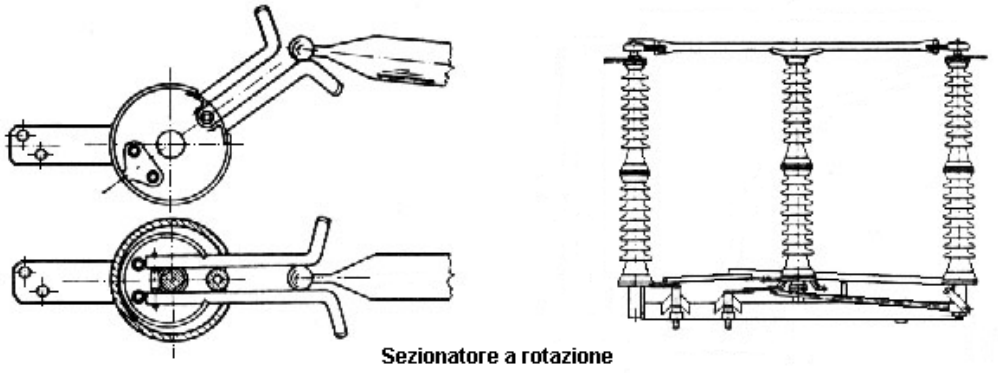
Gli interruttori a esafluoruro di zolfo utilizzano questo gas che ha proprietà tali da consentire la costruzione di interruttori ad alto potere di interruzione.
I principali vantaggi dell'esafluoruro di zolfo nei confronti degli altri dielettrici usati consistono in una maggiore rigidità dielettrica, nella possibilità di impiego a bassa temperatura, nella non infiammabilità; inoltre, essendo cattivo conduttore del suono, l'esafluoruro conferisce agli interruttori una maggiore silenziosità.



Interruttore a esafluoruro di zolfo

Nella posizione a) l'interruttore è chiuso; sia all'interno che all'esterno del pistone la pressione dell'esafluoruro è la stessa.
All'atto dell'apertura (posizione b) l'arco si appoggia al contatto rompiarco. Se la sua entità è modesta, esso si estingue grazie all'effetto del gas e al soffio provocato dal pistone. L'effetto autosoffiante del pistone è in questo caso molto dolce, dato che la corsa dei contatti al momento dell'interruzione è ancora limitata e la pressione che viene a crearsi è modesta. Questo fenomeno consente di interrompere le piccole correnti senza strappi e quindi senza provocare elevate sovratensioni.
Se l'interruttore si trova a dover interrompere una corrente molto elevata (posizione c), questa non viene estinta nella fase b) ma i contatti continuano ad allontanarsi allungando l'arco e questo ostacola al soffio del gas il passaggio. Il gas aumenta la sua pressione all'interno del pistone raggiungendo valori tali per cui il soffio autogenerato estingue l'arco. Si nota quindi che la pressione del gas, e di conseguenza l'intensità del soffio, si autoregola in funzione della corrente da interrompere.
La posizione d) corrisponde alla situazione di interruttore aperto.

I sezionatori sono a rotazione o a pantografo; garantiscono la continuità del circuito, quando esso è chiuso, e l'isolamento in sicurezza fra le due parti del circuito, quando esso non è sotto carico ed è aperto.



Sezionatore a rotazione

Sezionatore
a pantografo

Scaricatori ad alta tensione ai morsetti dei trasformatori e alla partenza delle linee garantiscono la protezione contro le sovratensioni.

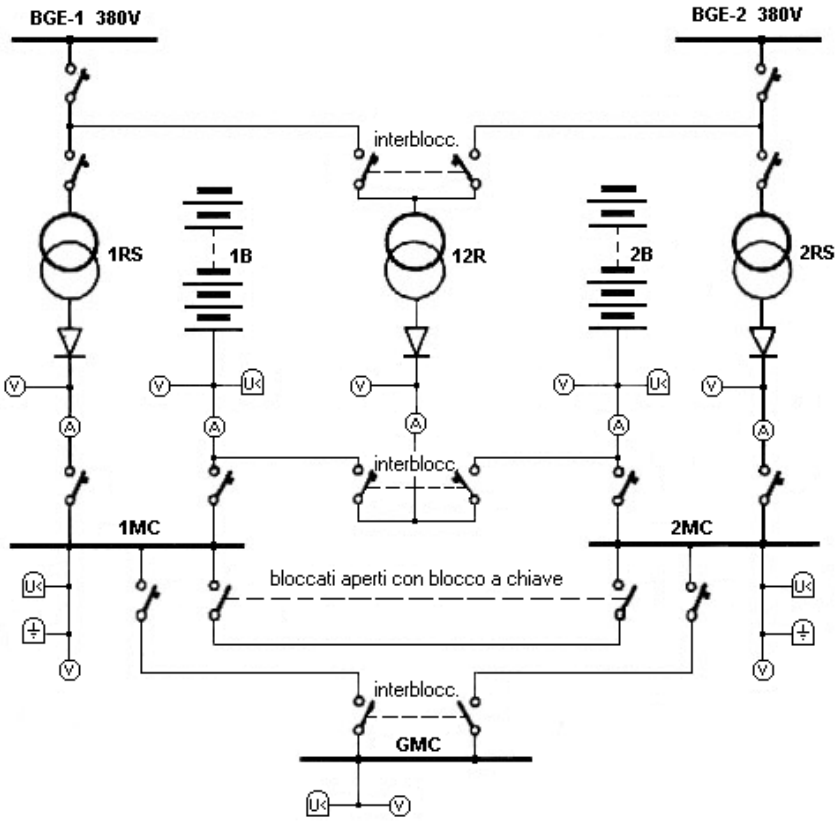
Trasformatori di misura di tensione (TV) e di corrente (TA) sono utilizzati quali trasduttori per i circuiti di protezione e di regolazione. I TV e i TA per alte tensioni sono di solito monofasi: una terna di entrambi viene installata su ciascuna sbarra, sui montanti di macchina e su quelli di linea.

7.4. Circuiti in corrente continua

Il sistema in corrente continua di una moderna centrale termoelettrica comprende tre circuiti separati ed indipendenti con alimentazione propria e con tensione diversa:

- sistema a 220 V, che alimenta i carichi di potenza costituiti da apparecchiature che intervengono in caso di mancanza di corrente alternata (motori di emergenza in corrente continua ed illuminazione di emergenza). Nel funzionamento normale questo sistema non eroga corrente, ma in condizioni di disservizio è chiamato a sopportare carichi elevati.
- sistema a 110 V, che alimenta i comandi degli interruttori a 6 kV e a 380 V, i sistemi di protezione, i sistemi di segnalazione e gli automatismi. Questo sistema è sempre sottoposto ad un certo carico ed in caso di scatto del gruppo deve sopportare punte di richiesta dovute all'intervento degli interruttori ed alla partenza degli automatismi.
- sistema a 12 V e 24 V, che alimenta i circuiti transistorizzati con i quali sono realizzati i comandi e le protezioni. Questo sistema è caratterizzato dalla presenza continua di carico.

Lo schema elettrico dell'alimentazione ai circuiti in corrente continua è identico per il sistema a 220 V e per quello a 110 V (vedi figura seguente). Esso riguarda l'alimentazione relativa a due gruppi e comprende due sbarre di gruppo (1MC-2MC), ciascuna alimentata da un raddrizzatore e una batteria di accumulatori. A loro volta queste sbarre possono alimentare una sbarra comune GMC.



In funzionamento normale ogni gruppo è alimentato dal proprio raddrizzatore; la batteria di accumulatori è collegata in parallelo ed assorbe una piccola corrente che compensa la sua scarica naturale. L'alimentazione al raddrizzatore è derivata dalle sbarre BGE del gruppo che, in caso di disservizio, possono ricevere l'alimentazione dai gruppi diesel di emergenza.

I raddrizzatori devono fornire una tensione costante al variare della tensione di alimentazione e della corrente assorbita dal carico che essi alimentano: dispongono pertanto di una regolazione di tensione molto accurata.
In caso di avaria, è previsto un raddrizzatore di riserva, non stabilizzato, che viene impiegato anche nel caso occorra effettuare una carica a fondo o la manutenzione di una batteria.

7.5. Protezioni e blocchi

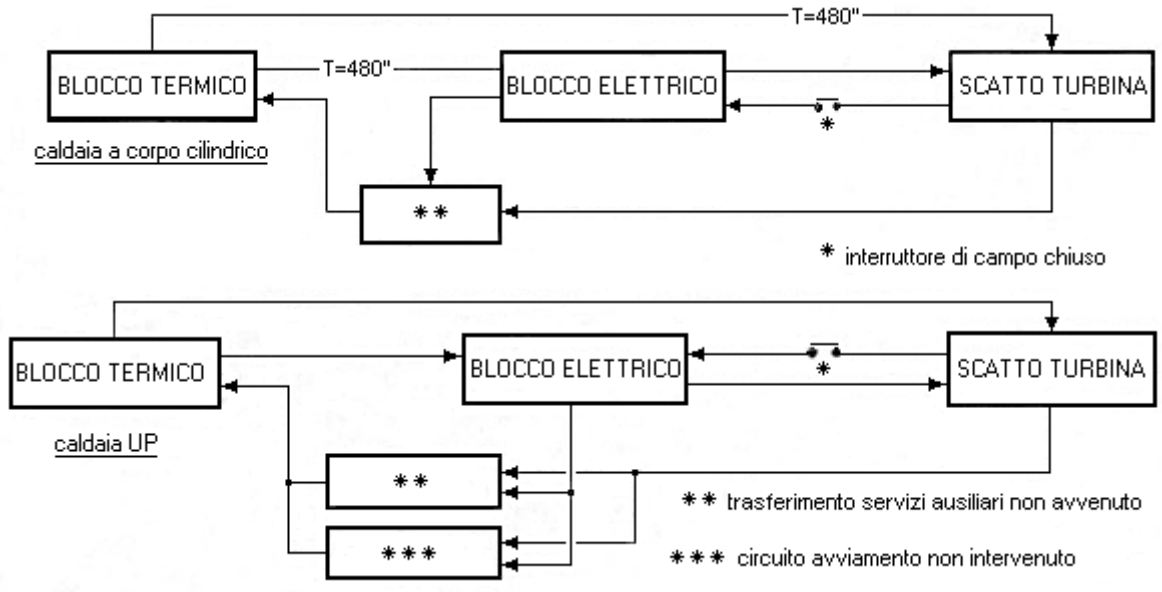
Con il nome di protezioni si comprendono tutte quelle apparecchiature che sono destinate alla salvaguardia del macchinario.
Esse fanno parte di circuiti che sono realizzati in base a questi criteri fondamentali:

- in caso di guasti esterni, si cerca di mantenere il più possibile l'unità in servizio oppure si provvede a staccarla dalla rete prima che intervengano blocchi che comprometterebbero il pronto rientro in servizio;
- in caso di guasto interno all'unità, occorre staccare la stessa dalla rete nel modo più rapido e meno gravoso, senza pregiudizio per la sicurezza dell'impianto;
- le protezioni del macchinario sono coordinate in modo tale da provocare, a seconda del tipo di guasto e del tipo di impianto, lo scatto totale o parziale del gruppo.

Le varie protezioni di un gruppo sono raggruppate in circuiti e fanno capo a dispositivi di blocco che, in caso di intervento, provocano determinate azioni sul macchinario interessato.
Distinguiamo subito tre blocchi principali:

- blocco termico (blocco caldaia),
- blocco elettrico,
- blocco turbina.

Le azioni conseguenti al loro intervento sono volte ad arrestare e mettere in sicurezza le apparecchiature protette.
Esistono inoltre delle interazioni tra i vari blocchi che vengono studiate in funzione del tipo di impianto.



Blocco termico

Le cause che provocano il blocco termico hanno origine dall'intervento delle protezioni di caldaia o dall'azione indiretta degli altri blocchi.

Il blocco elettrico e lo scatto turbina non provocano il blocco termico, a meno che non sia fallito il trasferimento dei servizi ausiliari all'alimentazione dalla rete esterna: in questo caso, venendo a mancare l'alimentazione ai motori del macchinario principale, si deve mettere fuori servizio anche la caldaia.

Le protezioni che intervengono sul blocco termico, nel caso di caldaia a corpo cilindrico, sono le seguenti:

- blocco del sistema automatico bruciatori (mancanza alimentazione, mancanza fiamma, chiusura valvole combustibile),
- arresto di 2 su 2 ventilatori aria,
- bassa portata aria,
- bassa pressione combustibile,
- alta pressione camera di combustione,
- basso livello corpo cilindrico,
- basso Δp pompe circolazione caldaia,
- alta temperatura vapore SH,
- bassa pressione aria mandata ventilatori raffreddamento scanner (rivelatori di fiamma).

Il blocco termico comanda l'apertura dell'interruttore di macchina, la chiusura delle valvole dei combustibili, l'arresto delle pompe nafta e gasolio e la chiusura delle valvole di desurriscaldamento vapore SH e RH.

Se il blocco termico è stato provocato dall'intervento di una protezione di caldaia, si ritiene opportuno staccare il gruppo dalla rete e lasciare la turbina e l'alternatore in servizio per l'alimentazione dei servizi ausiliari, sfruttando l'energia accumulata in caldaia. Se la causa di blocco può essere individuata e rimossa in un tempo ragionevolmente breve, trascorso il tempo necessario per il lavaggio della camera di combustione[24], si procederà alla riaccensione dei bruciatori; in caso contrario, dopo 480 secondi, verranno automaticamente richiesti il blocco elettrico e il blocco turbina.

Nelle caldaie ad attraversamento forzato, invece, il blocco termico provoca istantaneamente il blocco elettrico e lo scatto turbina: non è infatti disponibile una grande capacità di energia accumulata in caldaia, da cui poter prelevare vapore dopo lo spegnimento dei fuochi.

Sono protezioni tipiche delle caldaie UP e provocano il blocco termico:

- bassa portata acqua alimento,
- arresto di entrambe le pompe alimento,
- alta conducibilità acqua alimento,
- mancata chiusura valvole bypass gabbie,
- mancanza acqua di circolazione nel condensatore,
- alta pressione pareti caldaia,
- protezioni sul circuito di avviamento.

[24] La fase preliminare dell'accensione bruciatori prevede un periodo (circa 5 minuti) di ventilazione della caldaia con una portata d'aria pari al 30% di quella nominale, in modo da asportare eventuali sacche di gas incombusti che possono accumularsi dopo uno scatto e riavviamento del gruppo.

Blocco elettrico
Presuppone il verificarsi di un evento di natura elettrica o riguardante le apparecchiature elettriche (alternatore, trasformatori principali e ausiliari, sbarre servizi ausiliari).
Le azioni provocate dal suo intervento sono rivolte a separare dalla rete l'alternatore mediante l'apertura dell'interruttore di macchina, a diseccitare l'alternatore stesso mediante l'apertura dell'interruttore di campo, ad eseguire la commutazione automatica dei servizi ausiliari per assicurare ad essi l'alimentazione anche con alternatore fuori servizio.
Le protezioni che intervengono sul blocco elettrico sono:

- protezione differenziale,
- terra statore,
- minima eccitazione,
- minima frequenza,
- massima tensione,
- minima impedenza,
- blocco trasformatore di avviamento (se questo alimenta i servizi ausiliari del gruppo),
- disservizio impianto di raffreddamento alternatore,
- blocco trasformatore principale (intervento Buchholz, intervento dispositivo antincendio),
- blocco trasformatori servizi ausiliari,
- blocco sbarre servizi ausiliari,
- minima tensione sbarre servizi ausiliari.

Blocco turbina
E' provocato dall'intervento di una delle protezioni poste a salvaguardia della turbina e provvede ad arrestare direttamente la macchina tramite la chiusura di tutte le valvole che vi adducono vapore.
Ad evitare ritorni di vapore in macchina dai preriscaldatori di alimento, il blocco provvede anche alla chiusura delle valvole motorizzate degli spillamenti.
In caso di scatto della turbina, è impossibile lasciare l'alternatore in funzionamento, poiché è rigidamente collegato ad essa. Pertanto lo scatto della turbina provoca istantaneamente il blocco elettrico, mentre normalmente non provoca il blocco termico, che verrà effettuato solo in caso di mancato trasferimento dei servizi ausiliari.
Le protezioni che provocano lo scatto della turbina sono:

- cedimento cuscinetto reggispinta,
- alto Δt metallo valvole vapore turbina,
- alta temperatura allo scarico vapore al condensatore,
- bassa pressione olio lubrificazione,
- sovravelocità turbina (velocità superiore al 110% del nominale),
- basso vuoto al condensatore.

8. Servizi ausiliari

8.1. Servizi ausiliari elettrici

I servizi ausiliari elettrici, come già in parte accennato, possono essere classificati in:
- servizi generali, che servono più gruppi e che tollerano brevi interruzioni. Tali sono le pompe travaso nafta, le pompe dell'impianto di demineralizzazione, i servizi luce e forza motrice di centrale.
- servizi di gruppo, che sono indispensabili al funzionamento del gruppo. Tali sono ad esempio le pompe alimento, i ventilatori aria, le pompe estrazione condensato, ecc.
- servizi di emergenza, che devono essere assicurati anche con il gruppo staccato dalla rete (ad esempio: le pompe olio turbina, le pompe acqua raffreddamento, il viratore, ecc.).
- servizi di sicurezza, che alimentano i comandi, gli automatismi, i circuiti di protezione e regolazione. Per ottenere l'assoluta continuità essi sono alimentati in corrente continua; invece i circuiti che richiedono corrente alternata sono alimentati da un sistema di inverter c.c./c.a.

Ogni sezione generatrice in funzionamento normale alimenta i propri servizi elettrici, che impegnano una potenza pari a circa il 5% di quella della sezione stessa.
I motori elettrici di potenza superiore a 100÷150 kW sono previsti per alimentazione in media tensione (6 kV); per potenze inferiori l'alimentazione è in bassa tensione (380 V).
Viene spesso adottato lo sdoppiamento delle sbarre dei servizi ausiliari di sezione, per contenere le ripercussioni sulla tensione di una sbarra in conseguenza di un notevole assorbimento di potenza sull'altra; inoltre così si ottiene una riduzione delle correnti di corto circuito nelle alimentazioni degli ausiliari.

Una semisbarra a 6 kV di gruppo alimenta, in servizio normale:
- una pompa alimento,
- una pompa estrazione condensato,
- un ventilatore aria,
- un ventilatore di ricircolazione gas,
- una pompa acqua condensatrice,
- un trasformatore per pompe circolazione caldaia.

I motori alimentati sono dimensionati per metà della potenza nominale del gruppo, essendo pompe e ventilatori sdoppiati in due unità gemelle di pari potenza.
Altrettanti motori della stessa potenza vengono perciò alimentati dall'altra semisbarra di gruppo.

Allo scopo di fornire gli ordini di grandezza, si riportano, per un gruppo da 320 MW, il numero e la potenza nominale dei principali motori elettrici:
- pompe alimento 2 da 6000 kW
- ventilatori aria 2 da 1650 kW
- ventilatori ricircolazione gas 2 da 550 kW
- pompe estrazione condensato 2 da 450 kW
- pompe acqua condensatrice 2 da 850 kW
- pompe circolazione caldaia 4 da 250 kW

I motori asincroni di media e bassa tensione, utilizzati nei servizi ausiliari delle centrali termoelettriche, sono sottoposti a condizioni di funzionamento più gravose del normale e sono pertanto oggetto di particolari prescrizioni.
Gli isolanti devono avere protezioni particolari (vernici impregnanti resistenti all'umidità, isolanti al silicone che consentono di lavorare a temperature elevate, ecc.).

I rotori sono di elevata robustezza, grazie alla solida costruzione e all'impiego, per le sbarre e gli anelli, di un rame speciale che non presenta fenomeni di fragilità anche dopo lunghi periodi di servizio.
Gli statori adottano un sistema di fissaggio delle testate di avvolgimento particolarmente accurato, in modo da evitare ogni possibile movimento nella fase di avviamento, quando esse sono percorse da elevate correnti.
La carcassa è scelta in base al luogo di installazione: in sala macchine e in sala caldaia nella maggior parte dei casi si impiegano carcasse antistillicidio, mentre in ambienti particolarmente umidi e polverosi si devono utilizzare motori completamente chiusi.
Il fluido refrigerante è in generale l'aria ambiente; per grandi potenze (pompe alimento) si utilizza l'acqua servizi.
I motori sono dimensionati per poter dare continuamente la piena potenza di targa, anche con variazioni della tensione e della frequenza di alimentazione. L'avviamento è eseguito con rotore in corto circuito e la corrente all'avviamento è di 5÷6 volte la corrente nominale.
La commutazione dei servizi ausiliari deve essere effettuata sotto carico e può avvenire in tre modi diversi:

- con continuità del circuito, cioè effettuando il parallelo delle due alimentazioni prima di eliminarne una;
- con interruzione del circuito e senza ritardo intenzionale;
- con interruzione del circuito e con ritardo intenzionale.

Nel caso di commutazione senza ritardo, può accadere che la reinserzione avvenga quando la tensione di rete e quella residua sono in opposizione di fase e il modulo della tensione residua non sia ancora notevolmente ridotto. E' necessario in tal caso prevedere motori ed apparecchiature in grado di sopportare le sollecitazioni termiche e dinamiche dovute alle sovracorrenti che si generano.
Introducendo invece un ritardo dell'ordine di un secondo e mezzo, la tensione residua si riduce al 40% circa ed anche in caso di reinserzione in opposizione di fase le sovracorrenti risultano meno intense.

8.2. Servizi antincendio

In una centrale termoelettrica i servizi antincendio assumono una importanza notevole.
Essi devono rispondere ai seguenti requisiti:

- semplicità di realizzazione e di manovra,
- immediatezza di intervento,
- efficacia di spegnimento,
- possibilità di rapida ripresa del servizio.

Infatti deve essere posto in opera ogni accorgimento al fine di prevenire lo svilupparsi di un incendio o, quanto meno, di limitarne gli effetti.
Dipende poi dalla natura del prodotto incendiato la scelta del tipo di intervento da effettuare.

L'estinzione di un incendio può avvenire, a seconda dei casi, agendo:

- sul combustibile, mediante la separazione delle sostanze in combustione da quelle non ancora interessate al fenomeno;
- sul comburente, impedendone il contatto con il materiale in combustione (ciò si ottiene interponendo tra questi un mezzo incombustibile);
- sulla temperatura, raffreddando il materiale in modo da mantenerlo ad una temperatura inferiore a quella propria di accensione.

In una centrale si possono riscontrare diversi casi di incendio:

- incendi di combustibili liquidi in serbatoi fuori terra: si spengono per soffocamento, ricoprendo la superficie libera del liquido con uno strato di schiuma e raffreddando contemporaneamente il serbatoio interessato e quelli adiacenti con getti d'acqua.
- incendi di carbone: il mezzo più efficace per il soffocamento ed il raffreddamento della massa che sta bruciando è quello di insufflare, a mezzo di sonde, dell'anidride carbonica.
- incendi di olio lubrificante o dielettrico: si interviene con acqua frazionata proveniente da un impianto fisso di spruzzatori. Lo spegnimento avviene principalmente per un fenomeno di emulsione, ossia lo strato superficiale dell'olio viene incapsulato in minute goccioline di acqua che ne arrestano la combustione.
- incendi in locali contenenti apparecchiature sotto tensione: non è possibile usare mezzi estinguenti come acqua o liquidi schiumogeni, che sono conduttori. I mezzi estinguenti comunemente usati sono costituiti da anidride carbonica o polvere.

I mezzi di estinzione possono essere fissi o portatili.
L'impianto antincendio ad acqua in pressione è costituito da una serie di serbatoi di adeguata capacità, collegati ad una stazione di pompaggio: tale stazione è dotata di pompe trascinate da motori elettrici per il funzionamento normale e di motopompe per il funzionamento in caso di blackout.

8.3. Ciclo acqua servizi

Gran parte delle macchine installate in una centrale termoelettrica necessita di una fonte di refrigerazione per asportare il calore prodotto durante il funzionamento; il modo più semplice e conveniente è quello di impiegare acqua di raffreddamento in ciclo chiuso, a sua volta raffreddata in ciclo aperto da acqua di fiume o di mare.
L'acqua che percorre il ciclo chiuso è demineralizzata e condizionata con additivi onde evitare, per quanto possibile, incrostazioni e corrosioni.
I refrigeranti sono del tipo a testa flottante, per permettere la libera dilatazione del fascio tubiero, e sono disposti ad asse orizzontale con l'entrata di raffreddamento dall'alto e scarico dal basso.
Le pompe in servizio normalmente sono due, con portata singola di circa 1000 m^3/h.
La quantità di calore che occorre asportare, per refrigerare i vari macchinari ausiliari, è elevata e per un gruppo da 320 MW è di circa 6.000 Mcal/h.

8.4. Ciclo aria compressa

In centrale l'aria compressa è impiegata per svolgere diversi compiti, in base ai quali si individuano cinque circuiti principali:

- *aria strumenti*: è destinata all'alimentazione dei regolatori, degli strumenti, dei servomotori facenti parte della regolazione pneumatica. Tale aria deve essere priva di umidità, polveri, olio.
- *aria servizi*: è destinata ad usi vari di centrale, quali l'aria di sbarramento delle portine delle caldaie pressurizzate, l'aria di alimentazione delle turbinette di emergenza dei Ljungström, l'aria per l'alimentazione degli attrezzi pneumatici, ecc. aria di comando interruttori: è quella impiegata per il comando degli interruttori ad aria compressa della stazione elettrica.
- *aria di comando interruttori*: è quella impiegata per il comando degli interruttori ad aria compressa della stazione elettrica.

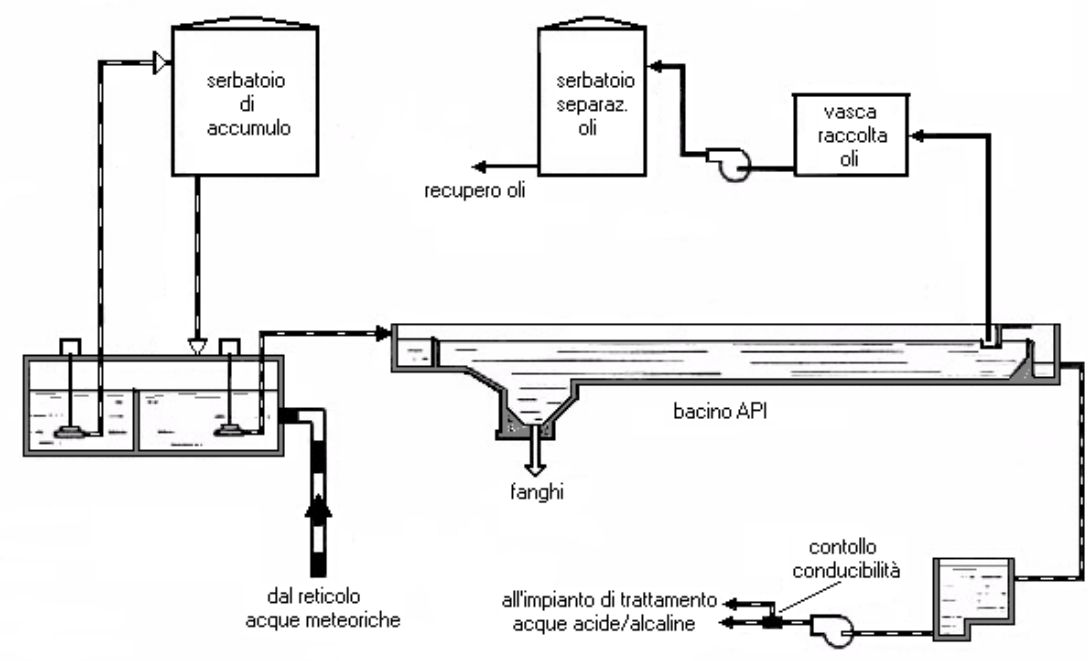
- *aria di soffiatura*: viene impiegata dai soffiatori, in alternativa al vapore, per rimuovere lo strato di fuliggine che si deposita sulle pareti e sulle serpentine di caldaia. Il getto d'aria (o di vapore), investendo con forza fuliggini e ceneri, ne provoca il distacco e la caduta nelle tramogge.
- *aria per evacuazione ceneri leggere di caldaia*: serve per l'estrazione ed il trasporto della fuliggine che si raccoglie nelle tramogge di caldaia (economizzatore, Ljungström, precipitatori).

La produzione di aria compressa è affidata a batterie di compressori centrifughi e alternativi.

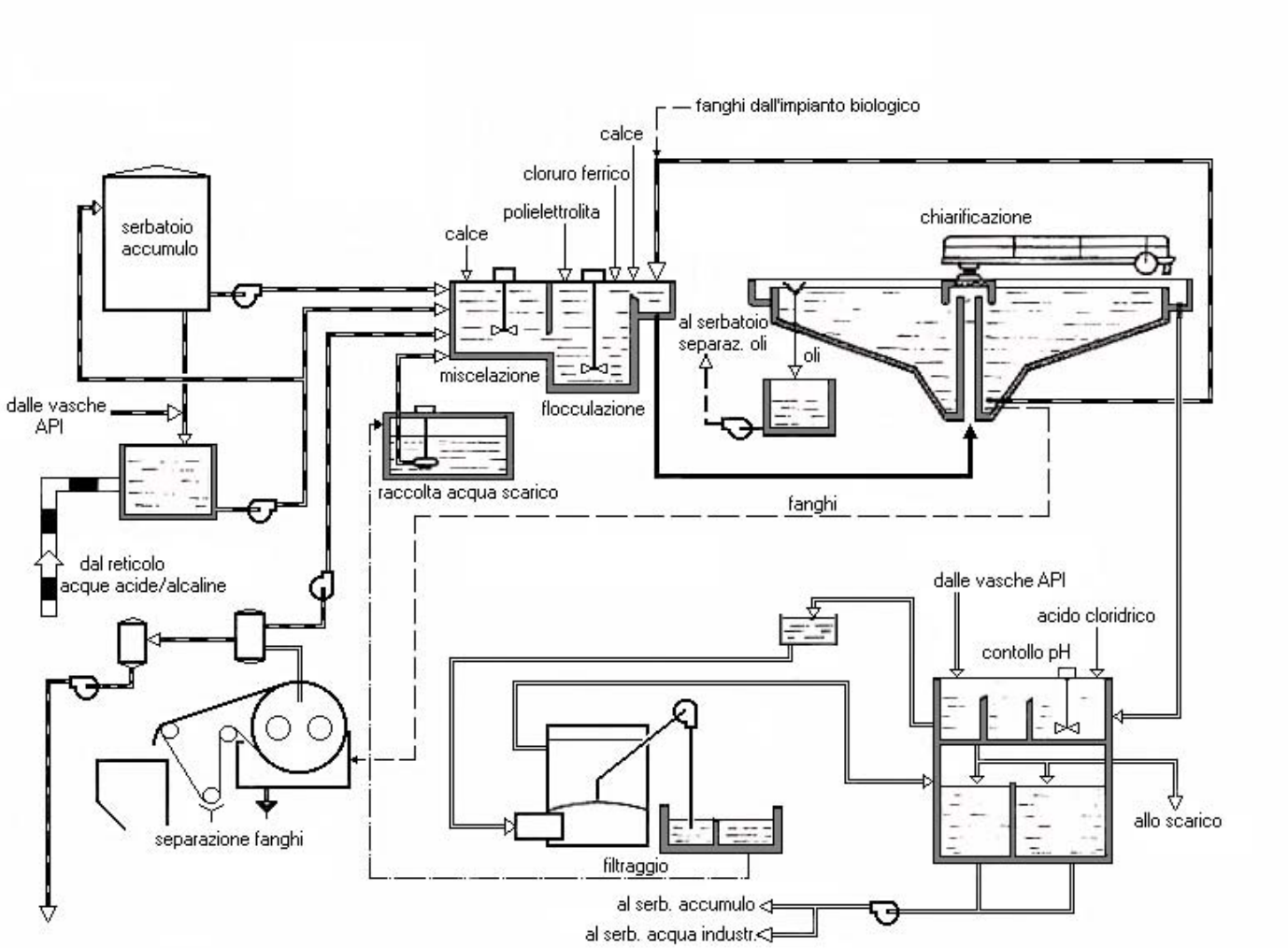
8.5. Impianto acque reflue

Allo scopo di evitare l'inquinamento delle acque prodotto dallo scarico di sostanze nocive, è predisposto un impianto di trattamento attraverso il quale vengono convogliati tutti gli scarichi inquinati o inquinabili.
All'impianto fanno capo più circuiti separati, che raccolgono le acque provenienti dalle varie zone di centrale nelle quali sono presenti agenti inquinanti di diversa origine e per la cui eliminazione sono richiesti interventi diversi:

- *Acque inquinabili da oli*: vengono raccolte in questo circuito le acque piovane provenienti dalla zona dei serbatoi combustibile (bacini di contenimento serbatoi, stazione di pompaggio e di travaso combustibile), le acque provenienti dalle zone dei bruciatori di caldaia, dei trasformatori, della turbina, del condensatore e da tutte quelle zone e locali dove, per la presenza di macchinari in movimento, possono verificarsi perdite di olio di lubrificazione. Tutte le acque di questo circuito vengono immesse in una vasca di raccolta dalla quale, tramite pompe, vengono inviate a vasche API per la separazione dell'olio.



- *Acque contenenti scarichi acidi o alcalini*: tali acque provengono da lavaggi e dalla rigenerazione delle resine dell'impianto di demineralizzazione, dei letti misti del trattamento condensato e dei sistemi di polishing (Powdex); dal lavaggio acido della caldaia, dal lavaggio dei preriscaldatori Ljungström, dei precipitatori elettrostatici, della ciminiera.
  L'impianto di trattamento di queste acque è costituito da una prima vasca di neutralizzazione con latte di calce. In una seconda vasca di reazione viene raggiunto il pH ottimale per la precipitazione dei fanghi, con aggiunta di polielettrolita ed idrato ferrico per favorire la flocculazione. Il liquido così trattato viene inviato in un chiarificatore e passa infine in una vasca di correzione del pH e di controllo finale. L'acqua all'uscita può essere inviata al canale di scarico o può essere recuperata.



- *Acque sanitarie*: provengono dai servizi igienici e civili della centrale e passano in un sistema di trattamento che prevede sgrigliatura, triturazione, ossigenazione, decantazione.

- *Acque meteoriche*: sono costituite esclusivamente da acque piovane scaricate dai pluviali delle zone coperte e dai piazzali sicuramente non inquinabili e vengono convogliate direttamente al canale di scarico.

8.6. Impianto di demineralizzazione

L'acqua, necessaria per il riempimento della caldaia e del ciclo condensato-alimento e per il reintegro delle perdite e degli spurghi e sfiati aperti in funzionamento, è acqua demineralizzata prodotta in un adatto impianto.
L'acqua destinata alla demineralizzazione può essere prelevata dal mare, dai fiumi, dai pozzi.
A seconda della provenienza, sono richiesti diversi trattamenti preliminari per giungere ad ottenere i requisiti necessari per alimentare un impianto di demineralizzazione.
L'acqua di mare deve essere trattata preventivamente per ridurre il carico salino: a tale scopo si ricorre a processi di evaporazione, addolcimento, elettrodialisi, osmosi inversa.
L'acqua di fiume deve essere preventivamente depurata mediante un opportuno impianto di pretrattamento, che provvede alla sua filtrazione e chiarificazione.
L'acqua di pozzo e l'acqua industriale non richiedono trattamenti preliminari e possono essere sottoposte direttamente alla demineralizzazione.
In ogni caso la scelta del trattamento da adottare dipende dalla determinazione del carico salino e delle caratteristiche chimico-fisiche.

Le sostanze presenti nell'acqua e che si vogliono eliminare, oltre a sabbie, fanghi e sospensioni colloidali (costituite queste ultime per lo più da acidi umici e derivati), sono sostanze in soluzione, dissociate in ioni o allo stato molecolare e prossime a dissociarsi.
Tali sostanze si distinguono in:

- organiche (ammoniaca, nitriti, nitrati, ecc.);
- inorganiche, espresse in forma ionica in cationi e anioni.

cationi	Calcio (Ca^{++}) Magnesio (Mg^{++}) Sodio (Na^{+}) Potassio (K^{+})
anioni	Carbonati (CO_3^{--}) Bicarbonati (HCO_3^{-}) Solfati (SO_4^{--}) Cloruri (Cl^{-}) Fosfati (PO_4^{---})

La somma degli ioni Ca^{++} e Mg^{++} costituisce la durezza dell'acqua. I sali di calcio e magnesio, in determinate condizioni di temperatura riscontrabili nell'esercizio delle caldaie, diventano insolubili e si depositano sulle superfici interne dei tubi limitando lo scambio termico e provocandone la rottura per surriscaldamento.
Agli effetti della durezza non vengono considerati gli ioni sodio e potassio in quanto questi ultimi, legati ai rispettivi anioni, formano dei sali solubilissimi che quindi non danno luogo ad incrostazioni. Occorre però limitare la presenza nell'acqua dei sali contenenti Na e K in quanto per idrolisi possono provocare la formazione di NaOH e KOH, basi molto forti che, oltre ad aumentare il pH a valori non desiderati, possono provocare attacchi di natura corrosiva sul materiale delle caldaie.
Per procedere alla demineralizzazione, si sfrutta la capacità di determinate resine di scambiare i propri ioni con quelli presenti nell'acqua.

Le resine impiegate sono prodotti granulari insolubili, con gruppi attivi ai quali sono collegati ioni dissociabili.
Esse possono essere distinte in:

- resine cationiche, il cui reticolo strutturale porta cariche negative (ad esempio gruppi solfonici o carbossilici): pertanto gli ioni sostituibili sono carichi positivamente, quali gli ioni H^+ e quelli metallici;
- resine anioniche, il cui reticolo strutturale porta cariche positive (ad esempio ammine primarie, secondarie, terziarie o gruppi ammonici quaternari): pertanto gli ioni sostituibili sono carichi negativamente, quali gli ioni OH^- e gli altri anioni.

Ogni tipo di resina può essere concettualmente ridotta ad un acido o ad una base e le reazioni caratteristiche a reazioni similari.
Le resine cationiche cedono ioni H^+ legandosi al radicale basico del sale e liberando l'acido corrispondente; le resine anioniche cedono ioni OH^- e legandosi agli acidi rimasti in soluzione danno luogo alla formazione di acqua.
Le reazioni possono essere così schematizzate per le resine cationiche:

$$2\ R\text{-}H + Ca(HCO_3)_2 = R_2Ca + 2\ H_2O + 2\ CO_2$$
$$2\ R\text{-}H + MgSO_4 = R_2Mg + H_2SO_4$$

e per le resine anioniche:

$$2\ R\text{-}OH + H_2SO_4 = R_2SO_4 + H_2O$$

Le reazioni avvengono in appositi scambiatori costituiti da un letto di resina di altezza opportuna, sul quale viene distribuita a pioggia l'acqua da trattare.
Dopo un certo periodo di funzionamento (circa 1000 m^3 di acqua trattata) la resina è esaurita. Per rigenerarla si fa percorrere lo scambiatore in controcorrente da una soluzione di acido cloridrico (o solforico) per le resine cationiche e di soda caustica per le resine anioniche: in tal modo vengono ripristinati i gruppi H^+ e OH^-

$$R_2Ca + 2\ HCl = 2\ R\text{-}H + CaCl_2$$
$$R_2SO_4 + 2\ NaOH = 2\ R\text{-}OH + Na_2SO_4$$

Un impianto di demineralizzazione tipico è in genere costituito da due linee, ciascuna comprendente uno scambiatore con resine cationiche, un degasatore del tipo sotto vuoto per rimuovere i gas disciolti nell'acqua (in particolare anidride carbonica e ossigeno), uno scambiatore con resine anioniche ed uno scambiatore finale a letto misto per l'ulteriore depurazione dell'acqua dagli ioni sfuggiti agli scambiatori precedenti.
Normalmente una linea è in fase di rigenerazione o è ferma, mentre l'altra funziona per produrre l'acqua richiesta dall'impianto. Il passaggio dall'una all'altra e le operazioni di rigenerazione vengono effettuate a mezzo di programmatori automatici.

9. Regolazioni

Le elevate potenze installate e la complessità delle moderne centrali elettriche hanno richiesto l'adozione di sistemi di regolazione automatica che, oltre ad assolvere i compiti loro affidati, offrissero la maggiore sicurezza di esercizio.
Un impianto di produzione termoelettrica può essere suddiviso nei sottosistemi caldaia, turbina-alternatore, ciclo. I problemi di regolazione che si presentano attraverso questi sottosistemi riguardano quasi esclusivamente processi di energia.
Per raggiungere i migliori risultati è necessario che i singoli processi, attraverso i vari sottosistemi in serie, si svolgano secondo una determinata sequenza, mantenendo in equilibrio ingresso e uscita, alimentazione e carico.

Il generatore di vapore normalmente dispone delle seguenti regolazioni principali:

- regolazione della pressione o del carico,
- regolazione del combustibile e dell'aria,
- regolazione del livello del corpo cilindrico,
- regolazione della temperatura del vapore SH,
- regolazione della temperatura del vapore RH,

e di altre regolazioni, dette ausiliarie:

- regolazione della pressione e della temperatura del combustibile liquido,
- regolazione della temperatura dell'aria ai preriscaldatori Ljungström,
- regolazione del vapore ausiliario.

Il complesso turbina-alternatore dispone delle seguenti regolazioni:

- regolazione della velocità o del carico generato,
- regolazione e controllo delle sollecitazioni (*stress evaluator*),
- regolazione del vapore di tenuta manicotti,
- regolazione del raffreddamento dell'alternatore.

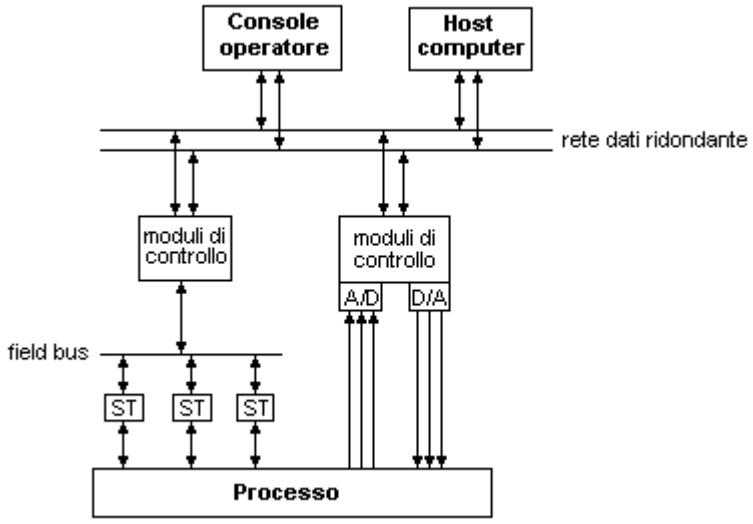
Il ciclo dispone di :

- regolazione del livello del condensatore,
- regolazione del livello del degasatore,
- regolazione del livello dei riscaldatori di bassa e di alta pressione,
- regolazione dei vari circuiti ausiliari.

Sono quindi contemporaneamente presenti diversi circuiti di regolazione, ciascuno avente la sua grandezza regolata, il suo regolatore e la sua grandezza regolante.

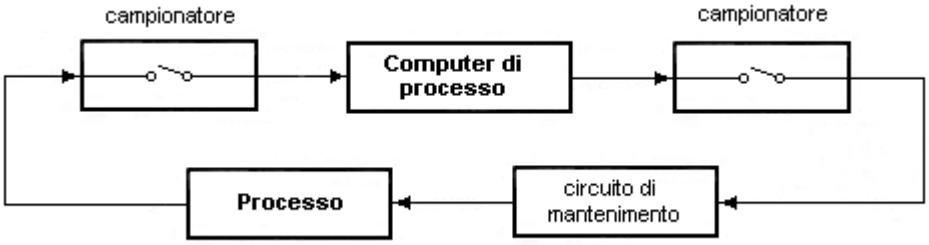
I regolatori impiegati sono i regolatori continui, così detti perché la loro azione correttrice è continua nel tempo. Per ogni valore della variabile controllata producono un segnale per l'attuatore in base alla relazione matematica che ne definisce l'azione (proporzionale, integrale, derivativa).
I regolatori continui sono di tipo analogico, cioè utilizzano segnali che possono variare con continuità e che possono assumere qualsiasi valore in un intervallo prefissato.
I regolatori analogici possono controllare solo un anello di regolazione, per cui sono detti *single loop*. Per gestire complesse strategie di controllo è necessario collegare insieme più regolatori.
I primi regolatori appartenevano a questa categoria, erano meccanici e trattavano segnali pneumatici: al vantaggio di non presentare pericoli di esplosione o d'incendio e di utilizzare segnali praticamente privi di interferenze contrapponevano lo svantaggio di una breve distanza di trasmissione dei segnali, per cui i pannelli di controllo dovevano essere localizzati alquanto in prossimità dell'impianto.
Ai regolatori pneumatici sono seguiti gli elettronici, sempre di tipo analogico, preferiti per la maggior facilità di gestione dei segnali elettrici e di funzionalità complesse, in particolare per il più agevole interfacciamento con computer e strumentazione digitale.
I moderni regolatori continui sono sostanzialmente dei microcomputer dotati di CPU, memoria di massa, dispositivi di input/output e assolvono a numerose funzioni, possono gestire più di un loop e sono programmabili. Oltre all'azione regolante svolgono la funzione di indicatori, con appositi display, del valore di set point e del valore attuale; segnalano con allarmi quando la variabile prefissata esce dai limiti; possono gestire la variazione del set point secondo determinati programmi; sono programmabili sia in locale sia da altri dispositivi o da computer ad essi collegati.
I computer hanno avuto una presenza sempre più rilevante nei sistemi di controllo automatico.
Inizialmente sono stati utilizzati essenzialmente per la supervisione o come data logger per la registrazione periodica dei dati di funzionamento dell'impianto.
Con l'incremento delle prestazioni si sono sviluppati computer di processo, cioè *sistemi di controllo digitale diretto* (DDC) in cui alcuni computer rimpiazzavano strumenti, regolatori, registratori, relè di un processo.
Tale tecnica non ha avuto però molto seguito negli impianti di grandi dimensioni per l'elevato rischio di perdere completamente il controllo del processo in caso di guasti e per l'elevato costo del backup con strumentazione analogica per ovviare al suddetto rischio.
Con l'avvento dei regolatori digitali a microprocessore si sono sviluppati i *sistemi a controllo distribuito* (DCS), che si basano essenzialmente sui seguenti concetti:

- Si utilizzano moduli di controllo a microprocessore DCS localizzati in prossimità dell'impianto. Ogni modulo è in pratica un computer capace di funzionare autonomamente, possiede in memoria strategie di controllo preprogrammate e può gestire più di un anello di controllo, allarmi, ecc.
- Le informazioni tra i moduli di controllo e l'operatore vengono scambiate in forma digitale tramite una rete di comunicazione ridondante, cioè in doppio o in triplo, per preservare la continuità dell'azione di controllo in caso di guasti. Quindi non è più necessario un cablaggio per ogni strumento tra il campo e la sala controllo, ma è sufficiente connettere i moduli di controllo alla rete. Se si usa strumentazione "intelligente" (ST), essa viene direttamente connessa al *field bus*; se si usa strumentazione convenzionale analogica, occorrerà cablarla singolarmente fino al modulo di controllo con l'interposizione di convertitori A/D. In questo modo tutti i segnali vengono indirizzati via software e non è più necessario rifare il cablaggio ad ogni modifica, per cui la flessibilità del sistema di controllo risulta enormemente incrementata.



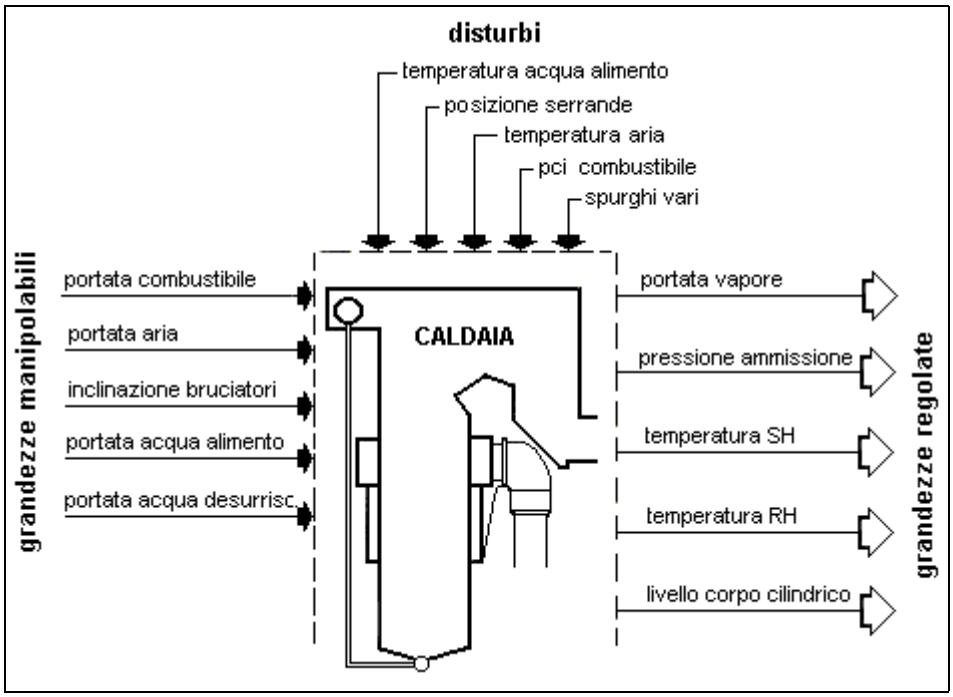
- L'interfaccia con l'operatore è costituita da un computer che scambia i dati con i moduli DCS e li elabora: così video, tastiere e mouse hanno rimpiazzato i numerosi pannelli di elevata complessità delle sale controllo di un tempo. Sugli schermi è possibile vedere lo schema dell'impianto con le relative variabili di processo a vari livelli di dettaglio. Tramite tastiera o semplici sistemi di input si può intervenire sul processo e sui parametri di regolazione. Il computer può avere anche la funzione di accumulare i dati di processo, per cui il controllo a posteriori risulta particolarmente agevole.

I regolatori digitali non si possono considerare dei veri e propri regolatori continui poiché i microprocessori hanno un funzionamento ciclico e spesso non trattano un solo segnale.
Essi sono sostanzialmente dei sistemi a dati campionati. Un dispositivo di campionamento (multiplexer) invia ciclicamente il dato proveniente dal processo al regolatore digitale; il segnale uscente non è continuo ma è disponibile in un dato momento, per cui un altro campionatore preleva il dato e lo invia a un circuito di mantenimento, che ha la funzione di fornire al processo un segnale continuo per tutto il tempo intercorrente tra un campionamento e l'altro (che naturalmente è ridottissimo).



9.1. Regolazione caldaia a corpo cilindrico

In una unità monoblocco il sistema di regolazione deve adeguare la produzione di vapore (con caratteristiche di pressione e temperatura ben definite) alla richiesta della turbina o del carico elettrico. Al variare delle condizioni di carico elettrico varia la portata di vapore inviata in turbina: il sistema di regolazione deve intervenire per adeguare a queste nuove esigenze le condizioni di combustione nel generatore di vapore.
Il comportamento di una regolazione dipende da grandezze atte a controllare il processo (grandezze manipolabili) e da grandezze che rappresentano il risultato del processo (grandezze regolate). Tali grandezze sono naturalmente diverse a seconda del tipo di caldaia e di turbina.
La conoscenza dei legami che esistono tra le variabili manipolabili e le grandezze regolate, nelle condizioni di funzionamento a regime e durante i transitori, è il presupposto essenziale per un'accurata progettazione ed esecuzione del sistema di regolazione.



Un sistema di regolazione in una unità monoblocco con caldaia a corpo cilindrico è costituito dalle seguenti catene di regolazione:

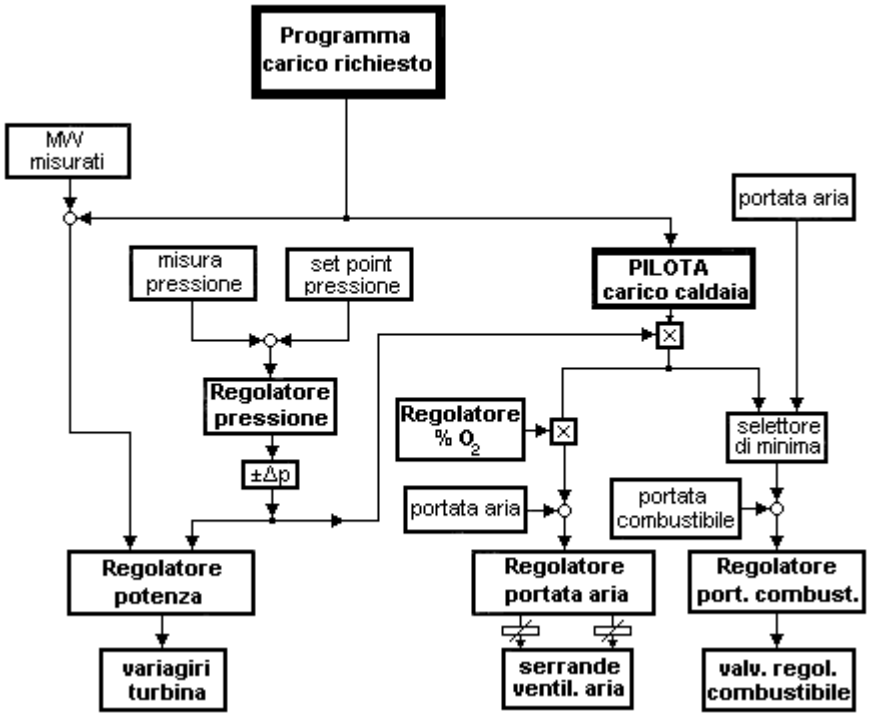
- carico elettrico,
- pressione del vapore all'ammissione,
- portata del combustibile,
- portata dell'aria comburente,
- livello del corpo cilindrico,
- temperatura del vapore SH,
- temperatura del vapore RH,
- depressione in camera di combustione (solo per caldaie a tiraggio bilanciato).

Ad ognuna di tali catene sono associati dei selettori, posti sul banco manovra, sui quali è possibile selezionare il funzionamento della catena (manuale o automatico), prefissare i valori di riferimento

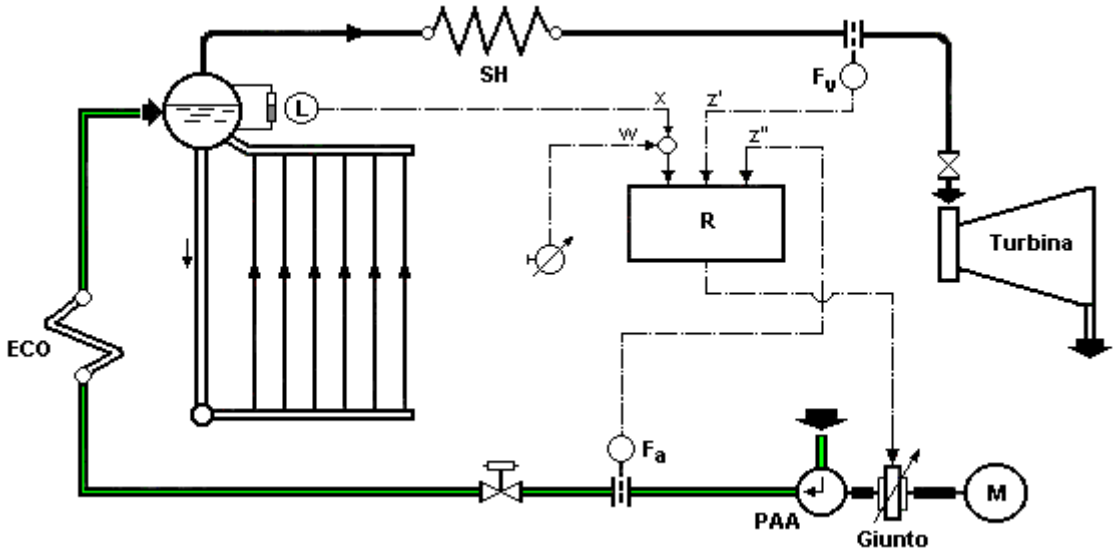
(set-point) per le grandezze regolate e manovrare gli attuatori finali quando le catene sono in manuale.
Considerando che la potenza ai morsetti dell'alternatore è la grandezza principale da regolare, si è portati a considerare la turbina il componente pilota dell'impianto e la caldaia il componente che deve adeguarsi alle sue richieste. Tale era infatti il modo (detto "*caldaia segue*") inizialmente previsto negli impianti, anche se era possibile, in particolari condizioni, un funzionamento in cui la caldaia era il componente pilota e la turbina adeguava la propria potenza al carico termico da essa prodotto (regolazione "*turbina segue*").
Attualmente si adotta invece la regolazione coordinata: essa deriva dalla constatazione che negli impianti termici è opportuno sfruttare l'energia immagazzinata nell'impianto per far fronte alle esigenze variabili della rete. Infatti il sistema di regolazione coordinata, durante i transitori di carico, facilita l'esercizio del gruppo fornendone la migliore risposta dinamica.
Il funzionamento in coordinata si basa sull'elaborazione, a monte, di un segnale principale di "richiesta carico"; a valle, un complesso di regolatori agisce in modo da equilibrare i segnali di richiesta a quelli di generazione, mantenendo ai valori desiderati la pressione e la temperatura del vapore e il rapporto aria-combustibile.
L'elaborazione del segnale principale richiede:

- l'impiego di un programmatore del carico, sul quale l'operatore stabilisce il valore del carico finale o carico base che l'unità deve fornire;
- l'impiego di un gradiente di carico (MW/min) con cui l'unità deve raggiungere il valore del carico richiesto;
- l'eventuale partecipazione dell'unità alla regolazione frequenza-potenza della rete;
- la variazione massima e minima di carico che l'unità può assumere intorno al carico base seguendo la richiesta del dispacciatore.

Il segnale di carico, elaborato nel selettore programmatore, agisce in parallelo su caldaia e turbina al fine di produrre la migliore risposta del gruppo, tenuto conto della capacità e dei limiti della caldaia e della turbina.
Per ogni aumento di richiesta di carico verrà generato un segnale errore che, confrontato con l'errore di pressione vapore ed in accordo con questo, produrrà l'apertura delle valvole turbina per soddisfare la nuova richiesta di carico.
La turbina è mantenuta sotto il comando del variagiri e partecipa immediatamente alla regolazione della frequenza di rete con il proprio statismo.
La risposta iniziale della turbina è fornita a spese dell'energia immagazzinata in caldaia.
Al regolatore turbina giunge anche un segnale funzione dell'errore di pressione del vapore SH: tale segnale è nullo finché l'errore di pressione non supera i limiti stabiliti in fase di messa a punto della regolazione.
Contemporaneamente a questa azione, il segnale di richiesta carico farà aumentare il carico della caldaia in modo da produrre la quantità di vapore necessaria.
Affinché il segnale del carico richiesto possa essere usato per la richiesta di carico alla caldaia, esso dovrà essere opportunamente modificato ed adattato per tener conto degli scostamenti di pressione del vapore dal valore prefissato, dovuti alla variazione di energia immagazzinata in caldaia.
Dal "pilota carico caldaia" il segnale agisce su aria e combustibile, variando la portata dell'aria comburente (tramite le serrande sulla mandata dei VA) e la portata del combustibile (tramite la valvola di regolazione del combustibile).



Una particolare regolazione è quella del livello del corpo cilindrico: essa rappresenta un caso tipico di regolazione a più elementi e riveste una grande importanza pratica. E' infatti intollerabile che uno squilibrio fra portata acqua e portata vapore provochi trascinamenti di acqua nel surriscaldatore con conseguenti shock termici, oppure un eccessivo abbassamento di livello provochi interruzioni della circolazione d'acqua nei tubi bollitori con conseguenti pericolose sovratemperature degli stessi.



Il circuito di regolazione più usato è quello a tre elementi, comunemente chiamato bilancia acqua-vapore. Le grandezze in gioco sono appunto tre: il livello del corpo cilindrico (L), la portata del vapore (F_v) e la portata dell'acqua alimento (F_a). Lo scopo è di mantenere in ogni istante uguali tra loro la portata di acqua e quella di vapore, creando una correzione in funzione del valore effettivo del livello.

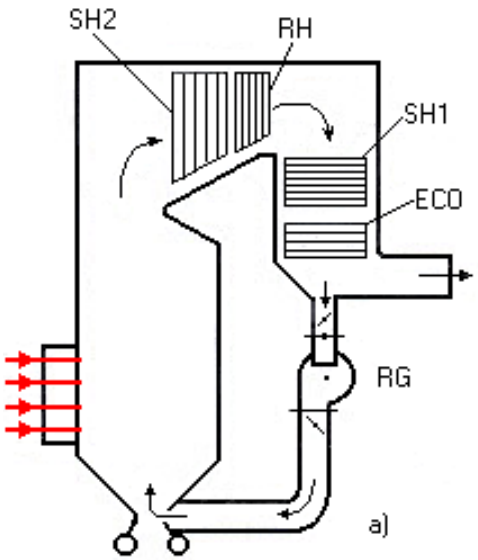
La misura del livello viene confrontata con il valore di set-point e ne deriva un segnale correttivo dell'equilibrio dei segnali delle portate acqua-vapore. Tale segnale viene inserito tramite una catena di ritardo per tener conto dei fenomeni di rigonfiamento e di contrazione della massa liquida nel corpo cilindrico durante i transitori.
Per variare la portata di acqua delle pompe alimento si può agire sulla caratteristica della tubazione di mandata (curva resistente) o sulla caratteristica della pompa (numero di giri).
Nel primo caso si usa una valvola di regolazione sulla mandata; nel secondo caso si agisce, a seconda delle scelte impiantistiche, o sul variagiri della turbopompa o sul giunto di accoppiamento variabile della elettropompa o variando la frequenza di alimentazione del motore elettrico di trascinamento.

La regolazione della temperatura del vapore rappresenta, come per la regolazione di livello, un problema di fondamentale importanza per la sicurezza di esercizio dell'impianto.
Il raggiungimento di temperature di valore superiore a quello di normale funzionamento si rivela senz'altro dannoso per i materiali di caldaia, producendo su di essi danni immediati o riducendone sensibilmente la durata. D'altro canto un eccessivo abbassamento della temperatura crea serie conseguenze per la turbina che, in caso di improvvise forti variazioni, viene sottoposta a shock termici intollerabili, mentre un funzionamento continuo al di sotto del valore nominale di temperatura comporta una grave diminuzione del rendimento.
Il mantenimento della temperatura del vapore al valore imposto prevede di fornire una quantità di calore proporzionale alla quantità di vapore che attraversa il surriscaldatore.
Per i surriscaldatori ad irraggiamento la caratteristica temperatura-carico presenta un andamento tale per cui la temperatura del vapore SH in uscita diminuisce con l'aumentare del carico, poiché diminuisce percentualmente il calore ceduto in camera di combustione in quanto i gas vi permangono minor tempo ed escono più caldi.
Per i surriscaldatori a convezione, invece, la caratteristica temperatura-carico presenta un andamento tale per cui la temperatura del vapore SH in uscita tende ad aumentare con il carico.
In considerazione di queste diverse caratteristiche, nelle caldaie la distribuzione delle superfici viene effettuata in modo tale da mantenere un rapporto il più possibile costante tra il calore ceduto ai surriscaldatori ad irraggiamento nella camera di combustione e quello ceduto ai surriscaldatori a convezione ed ottenere così una caratteristica con andamento quasi orizzontale della temperatura vapore al variare del carico.
Le considerazioni fatte per i surriscaldatori valgono anche per i risurriscaldatori: essi si diversificano solo in relazione al tipo di materiale e al diametro dei tubi.
Le soluzioni adottate per la regolazione di temperatura sono:

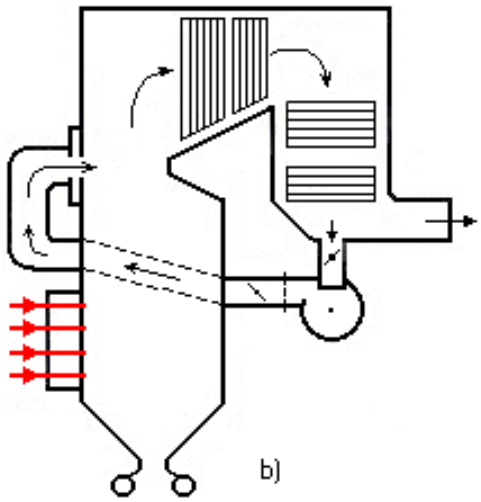
- iniezione di acqua di desurriscaldamento,
- ricircolazione dei gas,
- inclinazione dei bruciatori.

Fra questi, per la regolazione della temperatura del vapore SH, il metodo più usato è quello del desurriscaldamento. Invece per il vapore RH si sfrutta prevalentemente l'inclinazione dei bruciatori o la ricircolazione dei gas, in quanto il vapore corrispondente all'acqua iniettata non attraversa lo stadio ad alta pressione della turbina e peggiora così il rendimento del ciclo.
Il desurriscaldatore del vapore SH non è posto a valle del surriscaldatore finale bensì a monte di esso, per evitare che particelle d'acqua non ancora vaporizzate vadano a colpire le prime palette di turbina.
Il metodo della ricircolazione dei gas (a) consiste nel prelevare una parte dei fumi all'uscita dell'economizzatore (a temperatura di 300÷400°C) e, tramite un ventilatore RG, inviarli sul fondo della camera di combustione. La temperatura in camera di combustione e quindi il calore irraggiato vengono così ridotti a vantaggio delle zone a convezione.

Un altro metodo (b) è quello denominato “gas tempering”, in cui il gas prelevato all’uscita dell’economizzatore viene inviato in caldaia a monte della zona a convezione.

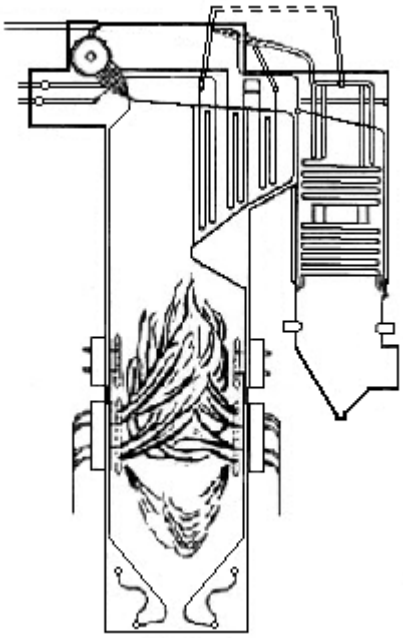


Ricircolazione gas



Gas tempering

Infine l’inclinazione dei bruciatori, spostando il centro della fiamma, varia il tempo di permanenza dei gas caldi in camera di combustione e quindi la temperatura dei gas all’ingresso della zona a convezione.



Inclinazione bruciatori

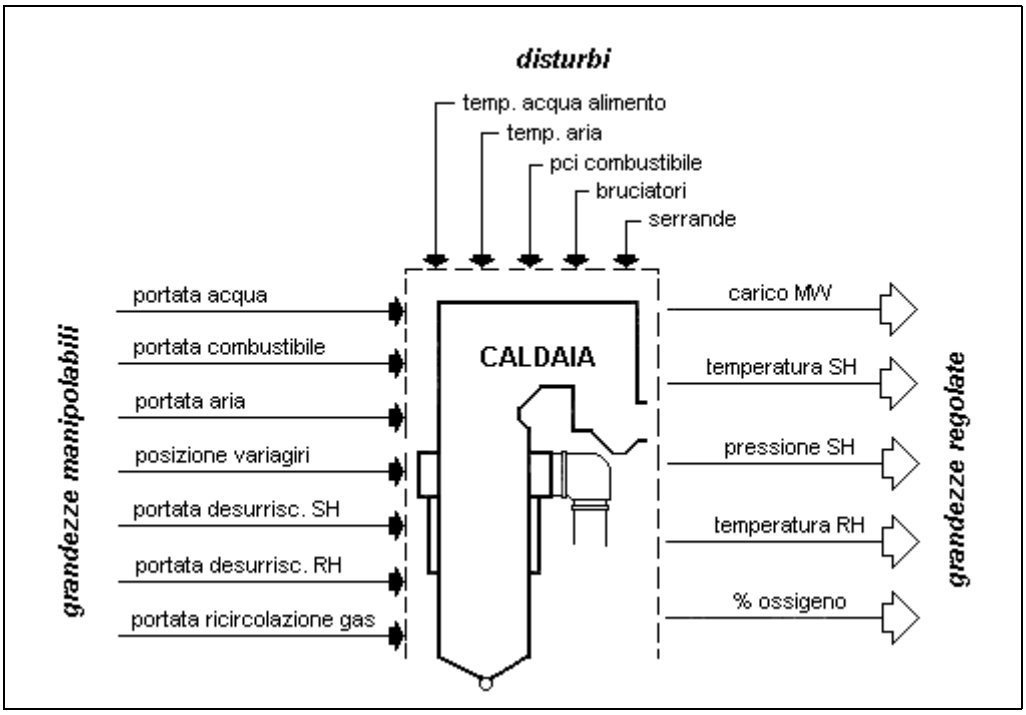
La regolazione della depressione in camera di combustione esiste solo nei generatori di vapore a tiraggio bilanciato e ha lo scopo di mantenere ad un valore prefissato tale depressione. L'azione del ventilatore indotto e quella del ventilatore forzato devono essere perfettamente coordinate in modo da mantenere nella parte superiore della camera di combustione una depressione costante di qualche millimetro di colonna d'acqua (5÷7 mm).
Nel caso di grandi caldaie, il sistema di correzione usato per influenzare la depressione è generalmente la posizione delle serrande del ventilatore indotto.
Un tipo di regolazione più completo è il sistema a due componenti, dove i segnali di riferimento sono forniti dalla depressione in camera di combustione e dalla portata di aria comburente. Il primo segnale tende a mantenere la depressione costante, mentre la portata aria ne varia il valore di set-point con il carico.

La messa in servizio di una caldaia a corpo cilindrico deve avvenire secondo un'adatta procedura, facendo riferimento alle caratteristiche del sistema di regolazione.
Prima dell'accensione è necessario riempire con acqua fredda la caldaia, mantenendo un livello basso nel corpo cilindrico. Tutti gli sfiati devono essere aperti.
Predisposto il circuito aria-gas, occorre avviare i ventilatori aria con i relativi riscaldatori Ljungström.
Occorre regolare la portata aria al valore minimo, posizionando in automatico le serrande dei ventilatori aria e aspiratori gas per regolare al valore minimo la depressione.
Si accende una coppia di bruciatori a gasolio.
In questa prima fase, il riscaldamento deve essere fatto rispettando un determinato gradiente di temperatura nel corpo cilindrico (80÷100°C/h). Il motivo principale della limitazione del gradiente è legato in gran parte al corpo cilindrico, che ha grossi spessori e non ammette elevate differenze di temperatura tra superficie interna ed esterna.
Man mano la caldaia si scalda, il corpo cilindrico va in pressione; vengono chiusi gli sfiati e si comincia a produrre vapore che inizia ad interessare le tubazioni principali e i banchi del surriscaldatore. Per evitare la formazione di condensa, viene mantenuto un flusso di vapore attraverso il surriscaldatore aprendo particolari spurghi finali all'atmosfera.
Le valvole di turbina sono inizialmente chiuse; con pressione di 30÷35 Kg/cm^2 vengono aperte, dopo che l'operatore ha eseguito la manovra di riarmo turbina. Tale manovra viene fatta solo quando l'operatore ha ottenuto per il vapore in uscita dalla caldaia la temperatura più opportuna, tenendo conto delle temperature dei metalli turbina.
Se la turbina è fredda (temperatura del metallo in camera ruota inferiore a 120°C), la temperatura del vapore deve essere la più bassa possibile (circa 330°C o almeno 50°C di surriscaldamento).
Se la turbina è calda (temperatura del metallo in camera ruota superiore a 120°C), basta ottenere una temperatura del vapore leggermente superiore alla temperatura del metallo in camera ruota.
Aperte le valvole di turbina, si deve rullare la macchina fino a portarla a 3000 giri/min in un tempo previsto dal costruttore.
Poiché subito dopo il parallelo è necessario prendere rapidamente un carico di circa 10 MW (per evitare un'eventuale motorizzazione dell'alternatore), è necessario che l'operatore durante il rullaggio regoli la combustione così da aumentare la produzione di vapore in modo graduale e non trovarsi senza margini al momento del parallelo.
Dopo il parallelo, atteso un certo tempo per la stabilizzazione dei parametri principali, è possibile aumentare il carico sino al minimo tecnico, pari al carico minimo che può essere mantenuto continuativamente senza inconvenienti.
La presa di carico successiva può avvenire sotto il pieno controllo della regolazione.

9.2. Regolazione caldaia ad attraversamento forzato

In una caldaia ad attraversamento forzato, il punto di inizio vaporizzazione e il punto di inizio surriscaldamento non hanno una posizione fissa ma sono definiti dalla portata di acqua alimento e dalla quantità di calore ad essa ceduta lungo il percorso di caldaia (volume di fuoco).
Per una variazione di portata d'acqua, mantenendo costante il volume di fuoco, il punto di vaporizzazione si sposta verso il surriscaldatore se la variazione è stata in aumento, oppure arretra se la variazione è stata in diminuzione; si ha, come conseguenza, una diminuzione o un aumento del volume di vapore prodotto in caldaia ed una inversa variazione della pressione del vapore in uscita.
Per soddisfare alle condizioni di funzionamento richieste dal generatore di vapore ad attraversamento forzato, si rende necessaria l'inserzione di un sistema di regolazione più sofisticato che, oltre ad assolvere ai compiti richiesti, offra la maggior sicurezza di esercizio.
Le diverse grandezze (portata combustibile, portata aria, portata acqua alimento) in fase di messa a punto della regolazione sono prefissate il più esattamente possibile su quei valori che vengono normalmente richiesti dall'unità nelle condizioni di esercizio. Gli scarti di questi valori, durante le variazioni di carico, vengono corretti mediante elementi integrali e derivativi.
Mentre la potenza della turbina determina il valore assorbito dall'utilizzatore, la portata di combustibile corrisponde alla produzione di vapore.
Il controllo dell'equilibrio tra produzione e utilizzazione è fatto tramite la pressione del vapore. Regolando la pressione del vapore per mezzo della portata del combustibile, si ottiene un equilibrio continuo. Poiché la caldaia rispetto alla turbina ha dei tempi di risposta più lunghi, durante le variazioni di potenza viene utilizzato il suo potere di accumulo: ciò determina una variazione della pressione, che però deve essere limitata a valori non eccessivi.

Volendo individuare, come già per la caldaia a corpo cilindrico, il comportamento dinamico della caldaia ad attraversamento forzato, si farà distinzione tra variabili indipendenti e variabili dipendenti dal sistema stesso.



Le variabili indipendenti, cioè le grandezze manipolabili che controllano il sistema, sono:
- portata dell'acqua alimento,
- portata dell'aria comburente,
- portata del combustibile,
- apertura delle valvole di turbina (posizione variagiri),
- portate dell'acqua di desurriscaldamento del vapore SH e del vapore RH,
- portata del gas ricircolato.

Le variabili dipendenti, o grandezze regolate, sono:
- carico elettrico,
- pressione o portata del vapore SH,
- temperature del vapore SH e del vapore RH,
- percentuale di ossigeno nei fumi (eccesso d'aria).

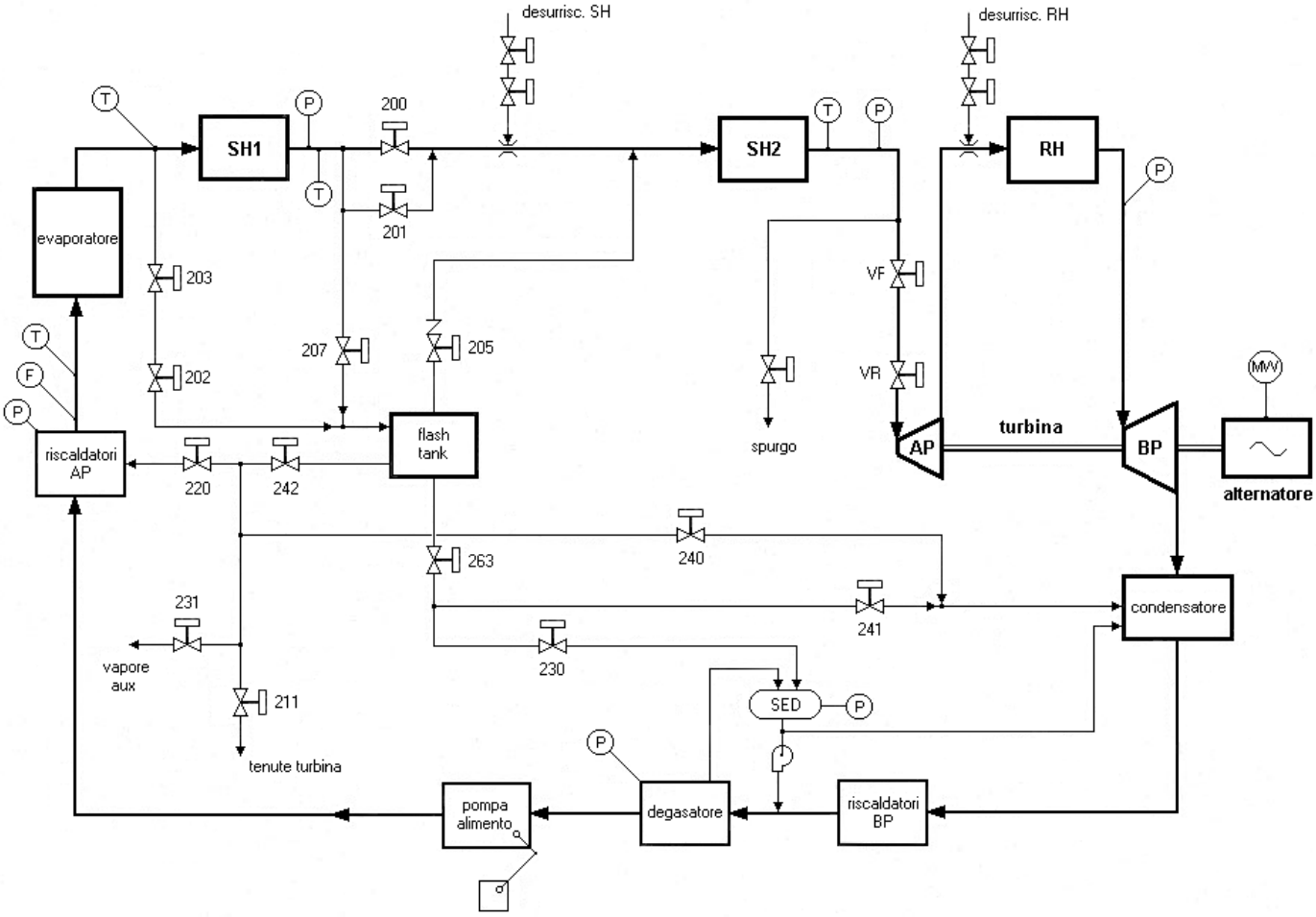
Sono previsti diversi modi di funzionamento del sistema di regolazione:
- regolazione manuale,
- caldaia segue (*BPS = boiler pressure system*),
- turbina segue (*BL = base load*),
- regolazione coordinata (*DEB = direct energy balance*),
- controllo del carico da ripartitore (*DEB-load control*),
- avviamento o fermata (*start-up, shut-down*).

L'impiego del funzionamento DEB o "regolazione coordinata" è il più adatto ed utilizzato, mentre i sistemi di regolazione "caldaia segue" e "turbina segue" vengono presi in considerazione solo in casi particolari (improvvisa perdita di carico, disturbi sulle apparecchiature di regolazione, perdita di ausiliari, runback, ecc.).
Il carico impostato, risultante dalla somma del carico base e delle variazioni programmate, nel funzionamento in coordinata è richiesto contemporaneamente alla caldaia e alla turbina attraverso l'amplificatore proporzionale BTG (*boiler turbine governor*). I componenti del BTG sono calcolatori analogici che stabiliscono il segnale di richiesta, supervisionando l'esercizio del gruppo.
Durante le variazioni di carico in aumento è necessario dare un surplus di energia alla caldaia per tener conto della maggiore quantità di calore da immagazzinare; il contrario succede nelle diminuzioni di carico. A tale scopo viene utilizzato un segnale con azione di anticipo sui segnali di domanda.

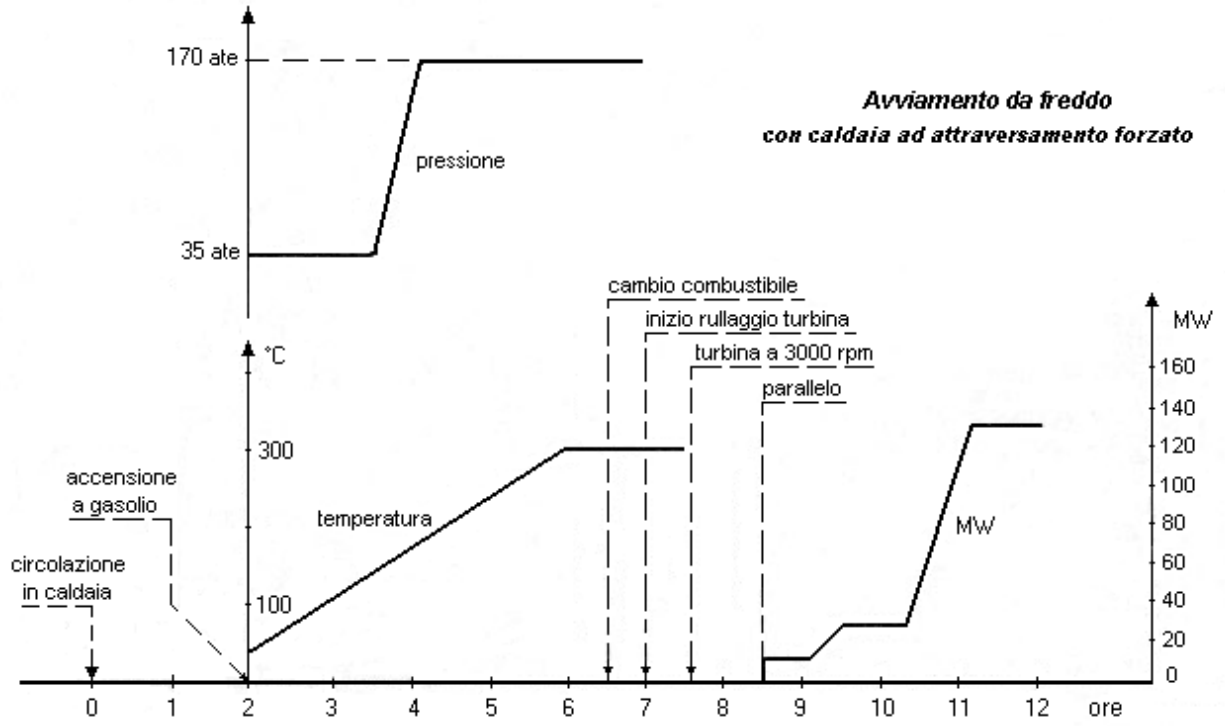
Il modo di funzionamento *start-up* è adoperato quando l'impianto è sul circuito di avviamento, quindi fino al 33% del carico massimo.
Infatti nelle caldaie ad attraversamento forzato, per ragioni di stabilità, la portata minima ammissibile nel vaporizzatore non può essere inferiore al 33% della portata nominale.
Esiste quindi un adatto circuito, detto circuito di avviamento, che permette il funzionamento ai carichi inferiori.

Nel funzionamento ai bassi carichi la marcia corrisponde a quella in coordinata: infatti anche in tal caso la potenza viene regolata agendo sulle valvole di ammissione turbina, mentre si rinuncia sia alla possibilità di partecipare alla regolazione della potenza di rete sia all'inserzione del segnale proveniente dal dispacciatore.
Le caratteristiche della caldaia prescrivono di funzionare anche a basso carico con la piena pressione a valle del primo surriscaldatore, mentre la pressione nel secondo surriscaldatore e all'ammissione in turbina è limitata. Volendo aumentare il carico, occorre procedere alla pressurizzazione del secondo surriscaldatore: è perciò necessario regolare la pressione del vapore alla turbina con le due valvole 200 e 201, che dividono il primo surriscaldatore dal secondo, su un valore predeterminato in funzione della potenza elettrica.

Poiché con una potenza generata inferiore al 33% la combustione non è sufficiente ad evaporare e surriscaldare la portata totale di acqua inviata in caldaia, il fluido superfluo, mediante la regolazione della pressione nel primo surriscaldatore, viene inviato tramite le valvole 202/207 al separatore di avviamento (flash tank). Mediante la ripartizione delle portate scaricate dalle valvole 202/207 si regola anche la temperatura in funzione del carico all'uscita del primo surriscaldatore.



Vengono di seguito fatte alcune considerazioni sulle operazioni da svolgere durante le varie fasi di avviamento, facendo riferimento alle caratteristiche del sistema di regolazione.
Prima dell'accensione è necessario raggiungere in caldaia la minima portata d'acqua alimento (33% di quella nominale) e subito dopo mettere in automatico la regolazione di pressione all'uscita del surriscaldatore primario.
Per quanto le operazioni da eseguire non siano sostanzialmente diverse, è opportuno considerare separatamente i casi di avviamento della caldaia da freddo e di avviamento da caldo.
In entrambi i casi l'avviamento va eseguito tenendo in automatico le valvole 202 e 207 e in manuale la pompa alimento e il regolatore di pressione all'uscita del surriscaldatore primario.
Nel caso di avviamento da freddo (temperatura del metallo in camera ruota inferiore a 120°C), dopo il riempimento di caldaia, la pressurizzazione va fatta tenendo una bassa portata all'ingresso dell'economizzatore e mantenendo un po' aperta la valvola 207.
Quando si è stabilita la circolazione in caldaia (il che si rileva dal formarsi del livello nel flash tank), si può cominciare ad aumentare la portata dell'alimento fino a raggiungere il 33%, modulando contemporaneamente l'apertura della valvola 207 per mantenere la pressione in caldaia intorno ai 30 kg/cm^2.
La portata dell'acqua alimento non può scendere a valori inferiori al 33% per la protezione delle pareti della camera di combustione; per questo motivo è previsto il circuito di bypass, che invia l'acqua al flash-tank tramite le valvole 202 e 207 durante la prima fase dell'avviamento.
La caldaia, fino alle valvole in parallelo 200 e 201 che sono chiuse, risulta in pressione per effetto della pompa alimento.



Nel caso di avviamento dopo blocco termico è opportuno procedere in modo analogo. Occorre però osservare che in questo caso l'operazione di pressurizzazione della caldaia risulta normalmente più lunga perché, alimentando la caldaia con acqua relativamente fredda, si ha una condensazione del vapore rimasto in caldaia dopo il blocco.
Normalmente, in avviamento di caldaia da caldo, la regolazione di pressione del surriscaldatore primario è affidata alle valvole 202, mentre la 207 è aperta al 10%; in queste condizioni, a patto di mantenere molto bassa la portata dell'alimento, si può tenere in automatico la regolazione della pressione.
Quando le condizioni chimiche dell'acqua avranno raggiunto una conducibilità inferiore a 1 μS/cm, potranno essere accesi uno o più bruciatori a gasolio.
Lentamente verrà aumentata la portata di combustibile in modo da aumentare la temperatura del vapore all'uscita SH1 con gradiente non superiore a 220 °C/h; sarà controllata la temperatura dei fumi all'uscita SH, che non dovrà superare i 560°C poiché le serpentine non sono ancora percorse da vapore.
Raggiunta la temperatura di circa 150°C all'uscita del vaporizzatore, il set-point di pressione all'uscita SH1 viene aumentato automaticamente in funzione di tale temperatura.
La caldaia risulterà pressurizzata a 170 ate quando la temperatura del vapore SH1 avrà raggiunto il valore di 250°C.
Il vapore prodotto e l'acqua che si separa nel flash-tank verranno smaltiti attraverso le valvole del circuito di avviamento di bassa pressione, ossia la valvola 220 che regola la pressione e la valvola 230 che regola il livello.
Alla pressione di 4 ate nel flash-tank, si sblocca la valvola 205; una piccola parte del vapore prodotto andrà, tramite la 205 e le valvole di spurgo ingresso turbina, a preriscaldare il surriscaldatore secondario e le tubazioni di uscita caldaia.
Aumentando i fuochi, aumentano pressione e temperatura del fluido che entra nel flash-tank.
Le valvole 240 regolano la pressione al flash-tank, scaricando il vapore al condensatore.
Quando la temperatura del vapore avrà raggiunto un valore compatibile con le esigenze di turbina (intorno ai 500°C per gli avviamenti da caldo e ai 380÷400°C per gli avviamenti da freddo) si potrà procedere al rullaggio.
Subito dopo il parallelo è necessario prendere rapidamente 10÷15 MW di carico; è possibile poi mettere in automatico il regolatore di turbina.
Prima di dare inizio alla pressurizzazione del surriscaldatore secondario è opportuno consentire al sistema una stabilizzazione nelle seguenti condizioni:

- carico generato a circa 35 MW, con pressione del flash-tank pari a circa 34 ate,
- tutte le valvole del circuito di avviamento in automatico,
- sistema di regolazione nel modo "turbina segue".

La pressurizzazione del surriscaldatore secondario e la salita di carico a 110 MW costituiscono la fase più complessa ed interessante dell'avviamento.
Durante la fase di pressurizzazione avviene la graduale esclusione del circuito di avviamento in funzione dell'aumento di carico della turbina, alimentata ora attraverso l'apertura delle valvole 200 e 201.

9.3. Regolazioni ausiliarie di caldaia

Le regolazioni ausiliarie di caldaia sono le seguenti:

- regolazioni ausiliarie dei sistemi di combustione
  Riguardano gli impianti di stoccaggio del combustibile liquido (regolazione di temperatura dei serbatoi di stoccaggio e regolazione di pressione alla mandata delle pompe di travaso e spinta dell'olio combustibile).
- regolazione del combustibile ai bruciatori
  La regolazione del combustibile liquido ai bruciatori richiede il mantenimento di una temperatura del combustibile tale da permettere un'atomizzazione ottimale. L'atomizzazione può essere meccanica (a spinta diretta o con ritorno)o con fluido ausiliario (vapore o aria). La regolazione di pressione del combustibile si ottiene con una valvola regolatrice ai bruciatori e con una valvola di ricircolo al serbatoio.
  Per quanto riguarda il combustibile solido, occorre regolare la portata di aria, detta aria primaria, che ha il duplice scopo di essiccare il carbone e di convogliare il polverino ai bruciatori. I sistemi di adduzione dell'aria primaria sono diversi e adottano, a seconda dei casi, o un esaustore che aspira dal mulino o un ventilatore che soffia aria nel mulino. L'aria primaria è una miscela di aria calda (prelevata a valle dei Ljungström) e di aria fredda (aria ambiente). La miscelazione viene regolata mediante serrande in modo da ottenere una temperatura di 70÷85°C.
- regolazione dei riscaldatori aria a vapore (RAV)
  I riscaldatori aria a vapore sono posti sul circuito aria a monte dei Ljungström ed elevano la temperatura dell'aria impedendo che i gas, incontrando i lamierini freddi dei riscaldatori rotanti, vi depositino condense acide e corrosive.
  Il vapore di alimentazione, che regola la temperatura dell'aria, viene prelevato dal collettore vapore ausiliario o (a carichi superiori a circa 200 MW) direttamente dal 4° spillamento.
- regolazione del vapore ausiliario,
  La regolazione del vapore ausiliario può essere così schematizzata. Durante l'avviamento il collettore principale viene alimentato inizialmente o dalla caldaia ausiliaria o da un altro gruppo in servizio; poi, man mano procede l'avviamento, sarà il gruppo stesso ad alimentare il collettore principale utilizzando prima il vapore del corpo cilindrico o del flash-tank, poi il 2° spillamento ed infine, a regime, il 4° spillamento. Le sequenze di passaggio da un'alimentazione all'altra sono automatiche, regolate da logiche fisse che escludono un'alimentazione e inseriscono la successiva man mano che il relativo vapore raggiunge le caratteristiche idonee per alimentare il collettore principale.
- regolazione del vapore e dell'aria di soffiatura
  L'aria o il vapore che alimenta i soffiatori di fuliggine serve per la pulizia in servizio delle superfici riscaldanti della caldaia. Il getto d'aria o di vapore, investendo con violenza fuliggini e ceneri, ne provoca il distacco in modo che il flusso dei fumi le trasporti verso gli elettrofiltri.
  I soffiatori sono di diversa tipologia, in relazione alla zona in cui devono funzionare: quelli sistemati nelle zone a temperature elevate sono del tipo retrattile, mentre quelli funzionanti in zone a temperatura più bassa possono essere del tipo fisso a rotazione.
  La soffiatura si esegue con un soffiatore per volta, sia in manuale che in automatico.
  Il soffiatore di tipo retrattile è azionato elettricamente da due motorini, uno per l'avanzamento e uno per la rotazione. Il vapore utilizzato proviene dal collettore di uscita del surriscaldatore di media temperatura e viene regolato in pressione. L'aria compressa è invece fornita da compressori centrifughi a più stadi, viene inviata a serbatoi polmone, da cui perviene al collettore aria di soffiatura tramite una valvola motorizzata, comandata da sala manovra, e da qui, dopo riduzione di pressione, giunge ai soffiatori.

9.4. Regolazioni ausiliarie del ciclo termico

Sono regolazioni ausiliarie del ciclo termico:
- la regolazione del livello del pozzo caldo del condensatore,
- le regolazioni associate al degasatore,
- la regolazione del livello dei riscaldatori.

La condensa che si raccoglie nel pozzo caldo del condensatore deve essere rimessa in ciclo e riportata in caldaia; ad essa devono aggiungersi le condense provenienti dai riscaldatori e dal degasatore e l'acqua demineralizzata che integra le perdite varie dell'impianto.
La portata del condensato e dell'alimento attraverso i vari elementi del ciclo si adegua al carico dell'impianto facendo sì che la portata che entra nei principali serbatoi sia uguale a quella che ne esce: ciò equivale a mantenere costante il livello nel condensatore e nel degasatore.
Mentre per tutti gli altri serbatoi, in cui si ha una regolazione automatica di livello, si hanno sistemi che non si influenzano reciprocamente, nel caso del condensatore e del degasatore gli interventi del regolatore dell'uno influenzano quelli dell'altro e viceversa.
Poiché non è richiesta una costanza assoluta del livello nei vari serbatoi, ma piuttosto una buona stabilità, per tutte queste regolazioni ausiliarie sono sufficienti sistemi ad azione proporzionale o proporzionale-integrale, con possibilità di variare il set-point e la banda di proporzionalità, in sede di messa a punto.
Nel condensatore, nel degasatore, nei riscaldatori e negli altri serbatoi del ciclo è necessario che il livello sia mantenuto fra un valore minimo e un valore massimo, per garantire il corretto funzionamento dell'impianto.

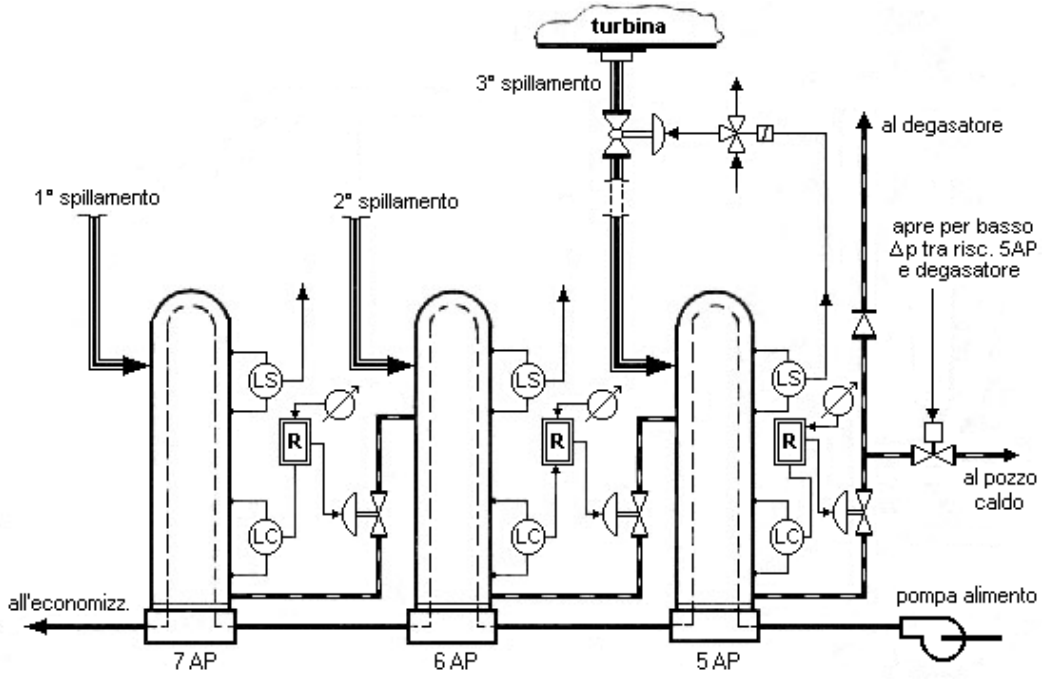
La regolazione di livello del pozzo caldo del condensatore è ottenuta tramite il controllo della valvola regolatrice di portata del condensato al degasatore.
Inoltre è prevista:
- una ricircolazione delle pompe estrazione condensato,
- un troppo pieno del pozzo caldo,
- una integrazione al pozzo caldo.

Il basso livello del degasatore fa aprire la valvola di integrazione dal serbatoio di riserva del condensato, mentre l'alto livello fa aprire la valvola di mandata del condensato al serbatoio di riserva.

Il vapore necessario per la degasazione del condensato viene normalmente prelevato dal quarto spillamento; in emergenza può essere prelevato dal collettore del vapore ausiliario attraverso una valvola comandata dal regolatore di pressione.

Il livello del degasatore viene regolato variando l'apertura della valvola posta sulla mandata delle pompe estrazione condensato o variando la portata di integrazione al condensatore dal serbatoio di riserva del condensato.

La regolazione di livello nei riscaldatori è resa indispensabile allo scopo di evitare che la condensa ricopra il fascio tubiero impedendo lo scambio di calore tra il vapore di spillamento e l'acqua del condensato o dell'alimento.
In genere il livello viene regolato agendo sulla valvola che scarica le condense al riscaldatore adiacente a pressione inferiore.



Regolazione di livello dei riscaldatori AP

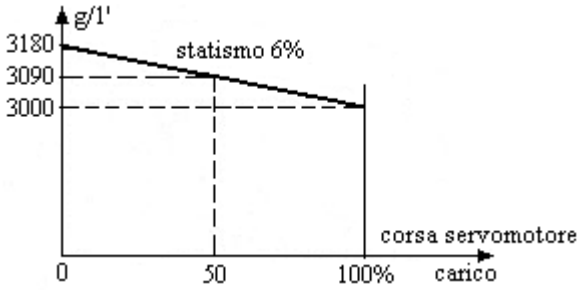
Altre regolazioni ausiliarie sono le seguenti:

- regolazioni ausiliarie alle pompe alimento (ricircolo e acqua alle tenute),
- regolazioni dell'impianto di demineralizzazione (che escludono i filtri a resina cationica e anionica esauriti e inseriscono quelli in sosta dopo rigenerazione),
- regolazione dell'acqua alle pompe del vuoto del condensatore,
- regolazione del vapore agli eiettori (per il vuoto al condensatore),
- regolazioni dell'impianto polishing del condensato (per la regolazione di portata ai letti misti e per la loro esclusione e successiva rigenerazione quando sono esauriti).

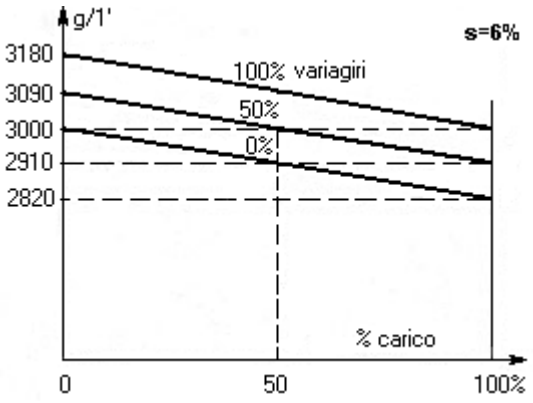
9.5. Regolazione turbina

Le turbine accoppiate agli alternatori a due poli ruotano a una velocità costante, imposta dalla frequenza di rete, e pari a 3000 giri/min.
In condizioni di funzionamento diverse dalle ordinarie, ad esempio nel funzionamento su rete isolata o in caso di apertura dell'interruttore di macchina, in avaria o in avviamento, la turbina non è più mantenuta a velocità costante e pertanto deve disporre di un dispositivo di regolazione.
In tale regolazione il fattore di disturbo è rappresentato dalla variazione di carico, la grandezza da regolare è la velocità e la grandezza sulla quale si agisce è la portata del vapore.
Il tipo di regolatore più antico è quello a masse rotanti; esso è costituito sostanzialmente da due masse che, per azione della forza centrifuga, si posizionano a una certa distanza dall'asse di rotazione e sono contrastate nel loro spostamento da una molla. Ad ogni posizione delle masse rotanti corrisponde una posizione di un cassetto distributore che comanda, mediante olio in pressione, l'apertura della valvola di ammissione del vapore alla turbina.

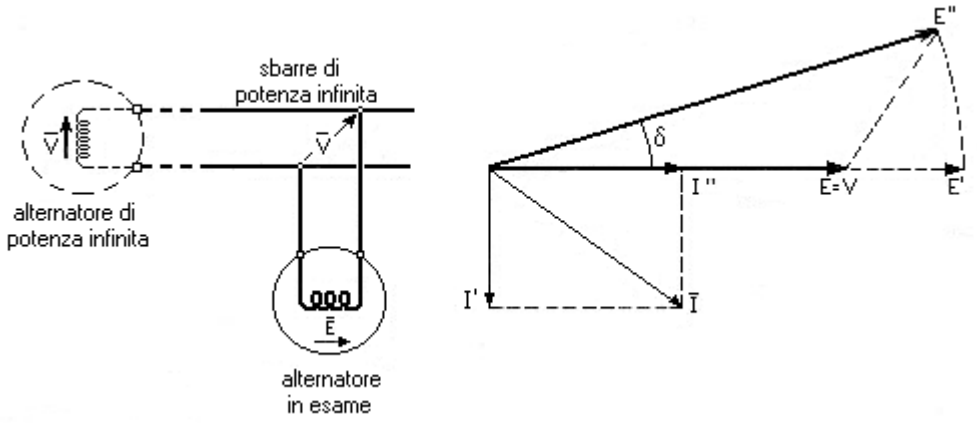
Volendo rappresentare in un diagramma la posizione del regolatore (ossia il numero di giri della macchina) in funzione della corsa del servomotore (ovvero del grado di apertura della valvola del vapore), otterremo un grafico costituito da una retta inclinata che rappresenta lo statismo del regolatore.



Essendo la posizione del servomotore della valvola proporzionale alla portata vapore e questa, a sua volta, proporzionale alla potenza generata dall'alternatore, la retta dello statismo in funzione della corsa del servomotore è anche quella che lega la velocità al carico.
Aumentando il carico, il numero di giri diminuirà seguendo la retta caratteristica fino al raggiungimento della massima corsa degli organi di regolazione.
Aggiungendo o sottraendo al segnale dei giri un opportuno valore a mezzo del variagiri, è possibile far spostare la curva velocità-carico parallelamente a se stessa.



Se la turbina, regolata con statismo non nullo, è collegata ad una rete di potenza molto grande, la sua velocità non è più determinata dal suo regolatore ma dalla frequenza di rete, almeno fino a che non è stato superato il momento torcente corrispondente alla coppia sincronizzante massima.
Al momento della chiusura dell'interruttore di parallelo, la forza elettromotrice E generata dall'alternatore è uguale ed in fase con la tensione di sbarra V. Se si aumenta la corrente di eccitazione, la E aumenta a E' e la differenza E'-V fa erogare all'alternatore una corrente I sfasata di 90° in ritardo rispetto a V. L'alternatore eroga una potenza reattiva induttiva, ma non eroga potenza attiva.
Se dopo aver aumentato l'eccitazione si aprono le valvole di turbina, la coppia sviluppata spinge il rotore in avanti: la nuova forza elettromotrice E'' si sposta in anticipo perché il flusso del rotore taglia in anticipo i conduttori di statore. Si forma un angolo tra E'' e V e l'alternatore eroga anche una potenza attiva.
Aprendo ulteriormente le valvole di turbina, l'angolo aumenta ed aumenta la potenza massima generata: la potenza erogata dall'alternatore risulterà naturalmente pari alla potenza meccanica fornita dalla turbina, valendo l'equilibrio fra coppia resistente e coppia motrice.
La potenza massima si ha per un angolo tra E'' e V pari a 90°, cui corrisponde la condizione limite per la stabilità statica di funzionamento; in realtà occorre tenere conto delle perturbazioni che si presentano durante l'esercizio dell'alternatore collegato a una rete complessa con molti carichi variabili, per cui la stabilità dinamica è ottenuta per angoli inferiori a 90°.



In definitiva, il regolatore di turbina ha le seguenti funzioni:

- in avviamento, con gruppo fuori parallelo, regola la velocità secondo un programma impostato dall'operatore, portando il gruppo dalla velocità di rullaggio a quella di sincronismo;
- in parallelo su rete isolata, se nella rete non operano altri gruppi con statismo basso, effettua la regolazione della frequenza;
- in parallelo su una grande rete interconnessa, realizza una regolazione della potenza generata, contribuisce alla regolazione primaria della frequenza, regola la potenza generata partecipando alla regolazione secondaria;
- contiene la sovravelocità in caso di distacco del carico ed uscita dal parallelo.

Per *regolazione primaria* si intende la variazione di potenza attiva ottenuta attraverso gli organi sensibili alle variazioni di velocità della macchina e secondo la caratteristica dello statismo. Ad una

diminuzione di frequenza deve perciò corrispondere un aumento di produzione di potenza attiva, e viceversa per un aumento di frequenza.
La regolazione di frequenza o di potenza ottenuta agendo sul variagiri si chiama invece *regolazione secondaria*.
Con l'alternatore in parallelo sulla rete, il regolatore dovrà, quando la potenza richiesta aumenta, aumentare l'apertura delle valvole di ammissione, mentre dovrà diminuire l'erogazione del vapore alla turbina quando la potenza richiesta diminuisce.

Il Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale (GRTN), sulla base degli errori di frequenza e della potenza di scambio con l'estero, elabora un segnale, chiamato "livello", che interviene sulla produzione delle centrali predisposte nel modo di regolazione DEB-load control.
I Centri di Ripartizione periferici consentono di dosare il "livello" tra le varie centrali regolanti, in funzione delle loro possibilità di intervento nella regolazione.
L'utilizzazione dei gruppi termoelettrici è però soggetta ad alcune limitazioni:

- l'ampiezza massima delle variazioni di carico è limitata dalle sollecitazioni nel macchinario;
- la velocità delle variazioni di carico è limitata dalle prestazioni ottenibili dal sistema di regolazione turbina-caldaia.

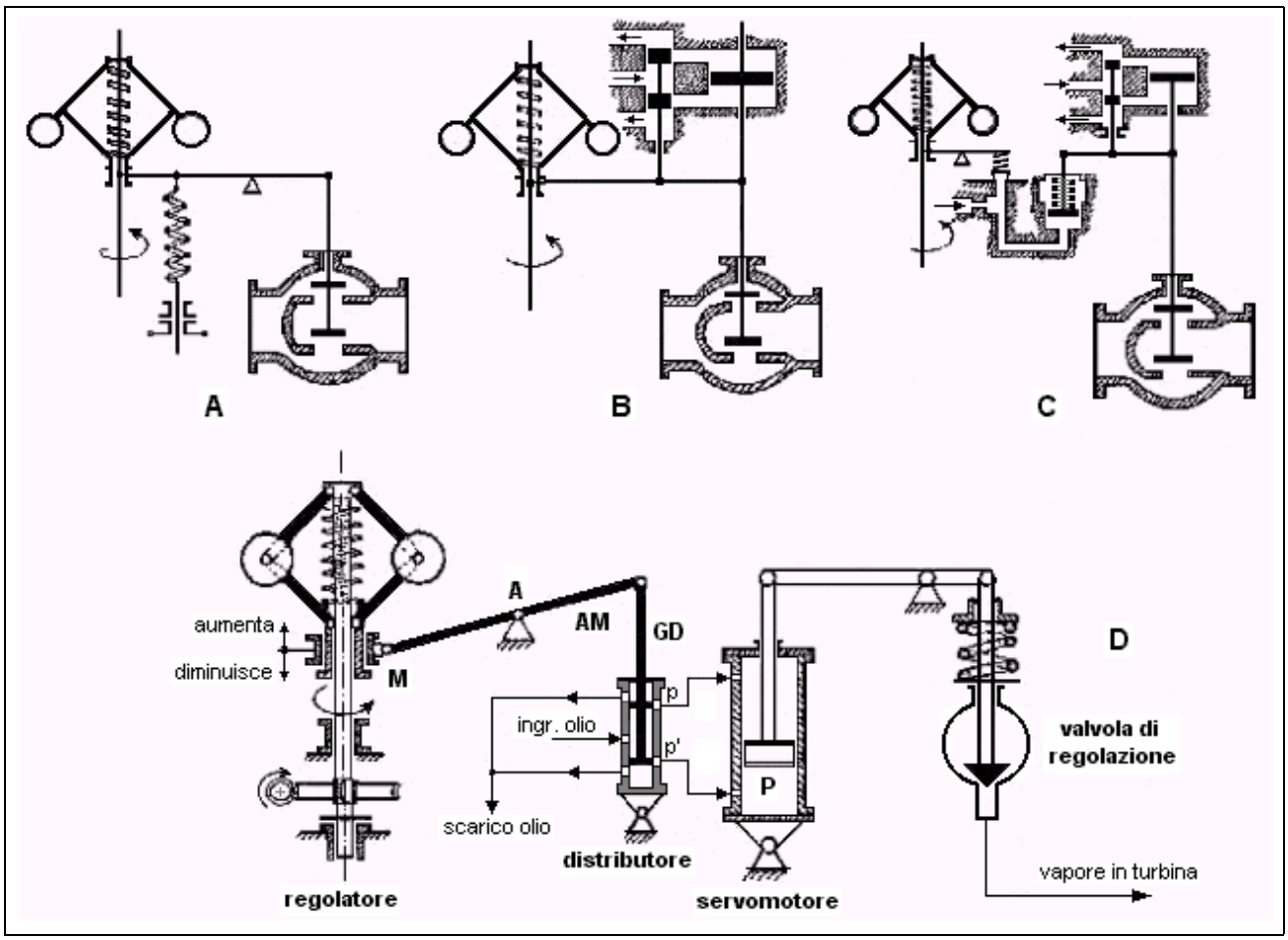
Per quanto riguarda la banda di partecipazione, i valori adottati in pratica sono compresi fra il 6% e il 12% del carico massimo (±40 MW per gruppi da 320 MW).
Il segnale di "livello", trasmesso alle unità termoelettriche asservite, può entrare nella regolazione coordinata come richiesta di variazione del set point del carico richiesto.

La regolazione di una turbina si effettua sul suo fluido motore (il vapore), variandone la portata o le caratteristiche.
Si ottengono così i due modi fondamentali di regolazione:

- per parzializzazione del vapore,
- per laminazione del vapore.

La parzializzazione è realizzabile soltanto se almeno il primo stadio della turbina è costituito da elementi ad azione. In tal caso il vapore è ammesso in uno o più settori ugelli che alimentano la prima ruota, in modo da regolare la portata del vapore senza mutarne le caratteristiche in entrata.
La regolazione per laminazione si realizza invece provocando una caduta di pressione del vapore all'ammissione tramite valvole; tale fenomeno è presente anche nella regolazione per parzializzazione ai carichi che non corrispondono alla completa apertura delle singole valvole. La laminazione provoca una diminuzione dell'entalpia del vapore entrante in turbina e quindi un peggioramento del rendimento.
Nelle grandi turbine è usata la regolazione per parzializzazione, integrata da una moderata laminazione per la modulazione continua del carico.
Le valvole parzializzatrici (valvole di regolazione) vengono aperte in sequenza.
In fase di avviamento le valvole di regolazione sono completamente aperte e la regolazione di velocità è fatta per mezzo delle valvole di presa o emergenza in modo da avere ammissione di vapore su tutta la periferia (arco totale), evitando riscaldamenti non uniformi della turbina.
La regolazione è trasferita alle valvole di regolazione prima di effettuare il parallelo; le valvole di presa vengono quindi completamente aperte.

Tutti i regolatori di turbina derivano dal vecchio regolatore a masse, posto in rotazione ad una velocità proporzionale alla velocità della macchina.



Regolatori a masse

Le masse, soggette alla forza centrifuga, si allontanano sempre, in maggiore o minore misura, dall'asse del regolatore e sono legate a un manicotto M che scorre sull'asse del regolatore. Ad una posizione del manicotto M corrisponde una determinata velocità della macchina.
Il manicotto potrà dunque, con un appropriato collegamento, comandare direttamente la valvola di regolazione del vapore alla turbina. Ciò si ottiene per mezzo di un servomotore idraulico.
Nel regolatore D, il manicotto M del regolatore sposta l'asta AM fulcrata in A, che a sua volta sposta l'asta GD del distributore a pistoni. Lo spostamento dei pistoni p e p' apre delle luci nel cilindro del distributore ed invia l'olio in pressione sopra o sotto il pistone P del servomotore, che comanda la valvola di ammissione del vapore.

Analogamente a quanto già visto per la regolazione delle turbine idrauliche, si inserisce nella regolazione un elemento sensibile alla derivata della velocità (accelerometro).
Il grado di statismo è dell'ordine del 4÷6%.
Il variagiri, spostando la caratteristica parallelamente a se stessa, comanda in sequenza l'apertura delle valvole di regolazione per ottenere il carico desiderato mantenendo sempre la velocità di 3000 giri/min e quindi la frequenza di 50 Hz.

Un regolatore di tipo oleodinamico è costituito dai seguenti organi essenziali:
- un regolatore del tipo a girante tachimetrica, che modula la pressione dell'olio di regolazione in funzione della velocità angolare della turbina,
- un distributore, che amplifica le variazioni di pressione dell'olio (prodotte da variazioni di velocità) per azionare il ricevitore del servomotore,
- un servomotore, costituito da un pistone comandato dal distributore. L'estremità superiore dell'asta del pistone è collegata alla valvola di regolazione del vapore alla turbina.

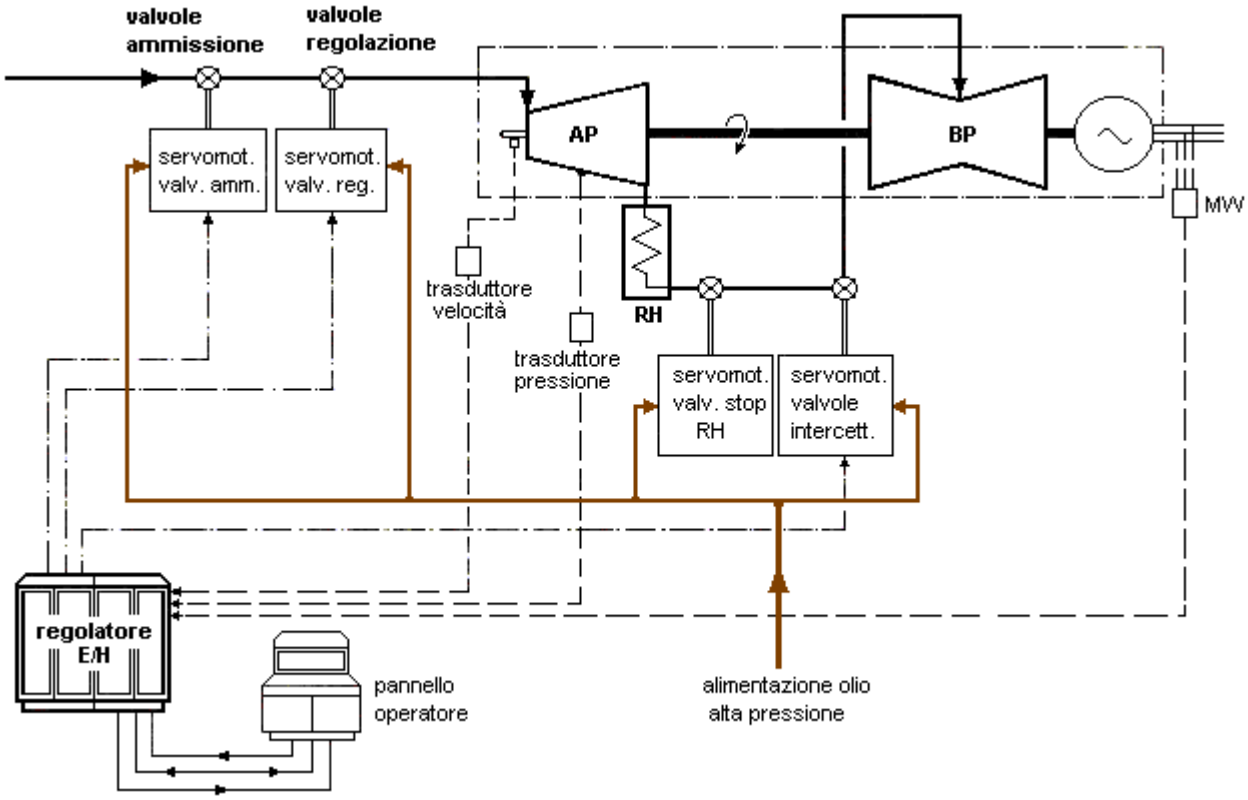
Con le turbine di più recente costruzione ha assunto importanza crescente la caratteristica di rapidità di risposta del sistema di controllo. A tale scopo è stato progettato il sistema di regolazione elettroidraulica (E/H) della turbina, per risolvere i principali problemi che i sistemi tradizionali meccanico-oleodinamici lasciavano insoluti.
La caratteristica principale della regolazione elettroidraulica è quella di affidare ad un sistema elettronico l'elaborazione del segnale di controllo e ad un sistema idraulico ad alta pressione, indipendente dal circuito dell'olio di lubrificazione della turbina, l'attuazione del comando.
L'impiego di un regolatore elettronico comporta una maggiore libertà nell'elaborazione dei segnali e rende più semplice l'interconnessione con la regolazione coordinata e con il calcolatore di processo.
L'impiego di un circuito dell'olio agli attuatori indipendente da quello di lubrificazione permette di innalzarne i valori di pressione, consentendo così di ottenere un'elevata rapidità di risposta nei transitori, caratteristica questa particolarmente importante nel controllo di macchine di elevata potenza specifica e quindi con maggior pericolo di sovravelocità.
Un'altra caratteristica fondamentale del sistema di controllo elettroidraulico è quella di avere aggiunto al segnale di retroazione della velocità il segnale di retroazione del carico, rilevato come pressione del vapore in camera ruota. Poiché questa pressione è direttamente proporzionale alla portata del vapore e quindi al carico generato, il sistema di controllo, da regolatore della posizione di valvole, diventa un regolatore del carico con caratteristica lineare.
Il sistema ha il grosso vantaggio di avere migliori caratteristiche dinamiche e di non subire quel lento degrado dovuto all'usura e all'aumento dei giochi dei vari leverismi.

La regolazione E/H di turbina si compone di:
- un sistema idraulico ad alta pressione (105÷125 bar) costituito da centralina di alimentazione, circuiti idraulici e servoattuatori per il comando di posizionamento delle valvole;
- un regolatore elettroidraulico costituito da dispositivi elettronici atti ad esplicare le funzioni di regolazione e protezione della turbina (dispositivi elettronici di commutazione, circuiti amplificatori, sommatori, convertitori digitali-analogici, alimentatori, ecc.);
- un pannello operatore che riceve i comandi da parte dell'operatore e li trasmette al regolatore elettroidraulico ed è dotato di strumenti visualizzatori dello stato del turboalternatore e del regolatore.

I segnali "errore di velocità" e "errore di carico" vengono elaborati in funzione di stabilità, statismo e velocità di risposta e, dopo essere opportunamente amplificati, sono inviati al convertitore E/H (servovalvola) che agisce sul servomotore fornendo olio modulato proporzionale alla corrente d'ingresso in modo da ottenere il posizionamento del servomotore delle valvole di regolazione turbina.
La posizione delle valvole, richiesta dal regolatore, viene confrontata con la posizione effettiva rilevata da un trasduttore: il segnale di feed-back "errore di posizione", opportunamente amplificato, va a comandare la servovalvola che fa spostare l'asta del servomotore.

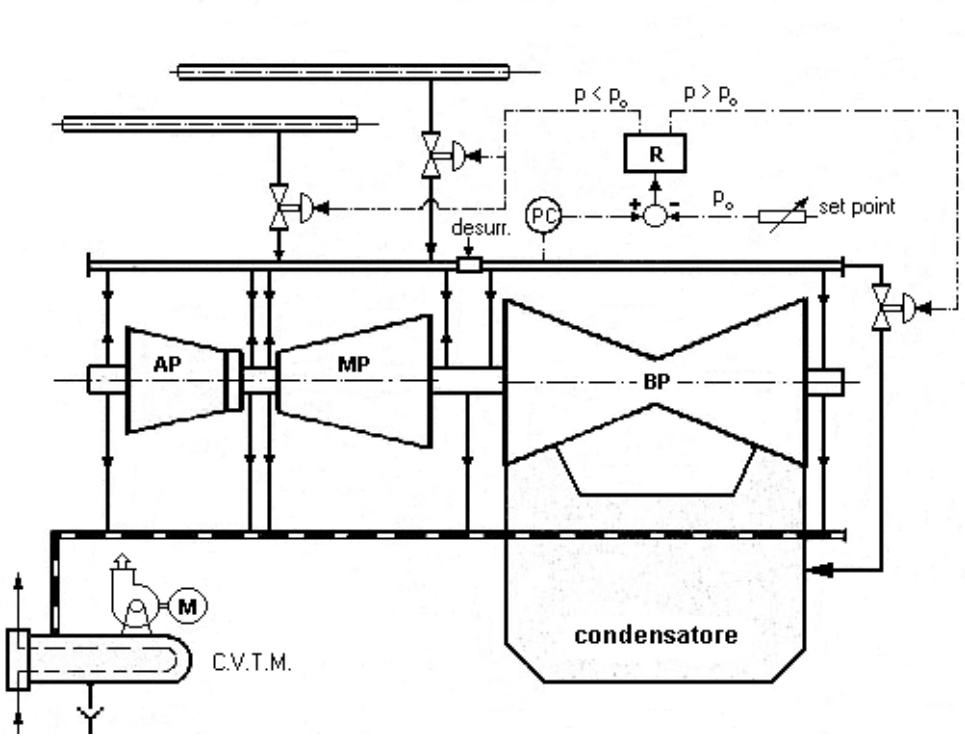
Il sistema nel suo complesso provvede alla regolazione della turbina in ogni fase di operazione, e precisamente:

- alla regolazione di velocità, dal funzionamento su viratore fino al raggiungimento della velocità nominale, con la possibilità di scelta del gradiente;
- alla regolazione del carico elettrico generato, con la possibilità di variazione del gradiente prefissato;
- alla regolazione di tipo manuale posta come riserva della regolazione automatica.



Regolazioni ausiliarie di turbina sono le seguenti:

1. regolazione del vapore alle tenute
   Tale regolazione evita fughe di vapore dalla turbina AP e rientrate d'aria nella turbina BP.
   Il sistema è realizzato con manicotti a vapore a doppia camera: una è mantenuta in depressione e l'altra in leggera pressione.
   Nella figura seguente è rappresentato lo schema di principio, che comprende:
   - *alimentazione vapore* (in fase di avviamento ed ai bassi carichi l'alimentazione è dal vapore SH, ai carichi intermedi dal vapore RH freddo; inoltre il vapore che sfugge dalle tenute interne di AP, previo desurriscaldamento, serve per i manicotti di BP);
   - *sottrazione vapore* (interviene ai carichi alti, sfiorando al riscaldatore BP o al condensatore);
   - *desurriscaldamento* (serve per il controllo della temperatura del vapore allo scarico e alle tenute di BP);
   - *condensatore vapore tenute manicotti* (CVTM): serve per creare un ambiente in depressione che raccolga le fughe dalle camere esterne ed inoltre per recuperare il vapore condensandolo in acqua).



2. sistema di lubrificazione olio turbina

   La lubrificazione dei cuscinetti turbina è uno dei servizi fondamentali e deve essere sempre assicurata in qualunque condizione di funzionamento.

   Il sistema è costituito da quattro pompe che provvedono all'alimentazione dei vari rami di lubrificazione e alla regolazione delle apparecchiature di manovra della macchina:

   - pompa olio principale (coassiale),
   - elettropompa ausiliaria,
   - elettropompa viratore,
   - elettropompa di emergenza (in corrente continua).

   Il circuito comprende il serbatoio olio, munito di filtri e di refrigeranti. I refrigeranti sono due in parallelo e l'entrata in servizio di ognuno di essi è comandata da una valvola manuale a doppio flusso, manovrabile con un volantino posto sul tetto della cassa olio.

   La pressione dell'olio in ingresso ai refrigeranti è superiore a quella dell'acqua servizi, in modo da evitare che, in caso di rottura di un tubo del refrigerante, l'olio di lubrificazione si inquini con acqua.

3. stress evaluator

   Una turbina è sottoposta, durante il suo funzionamento, ad una serie di sollecitazioni di origine meccanica e di origine termica.

   Le sollecitazioni di origine meccanica vengono controllate dal sistema di regolazione e da eventuali protezioni.

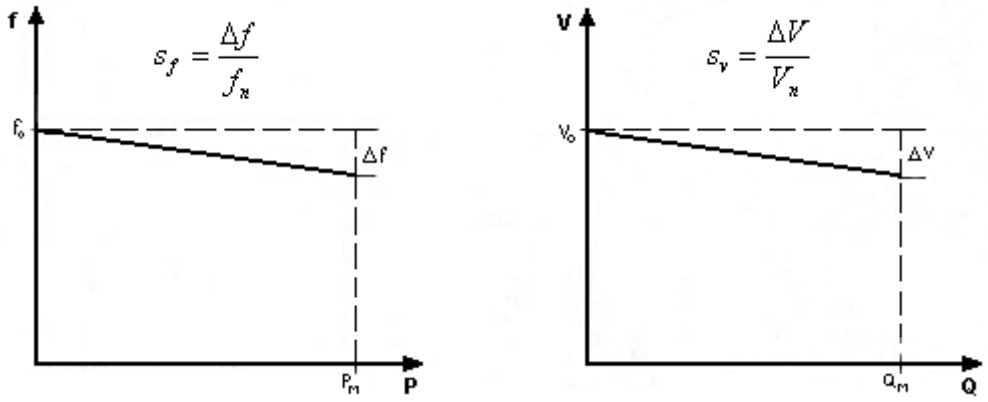
   Le sollecitazioni di origine termica, che sono in genere conseguenza transitoria dello stato di funzionamento della turbina (avviamenti a freddo e a caldo, variazioni di carico), erano prima sottoposte al solo controllo manuale dell'operatore, il quale cercava scrupolosamente di seguire le istruzioni del costruttore.

   Nelle macchine moderne è a disposizione un'apparecchiatura di controllo automatico delle sollecitazioni che consente di seguirne in tempo reale l'andamento, in modo che durante il funzionamento della turbina non venga superato un certo coefficiente di danno.

9.6. Regolazione alternatore

La qualità di fornitura dell'energia elettrica è tanto migliore quanto minori sono le variazioni di frequenza e di tensione all'utenza al variare delle condizioni di esercizio dell'utenza stessa e della rete. Il sistema elettrico nel suo complesso (produzione, trasmissione, distribuzione) deve essere pertanto in grado di garantire variazioni di tensione e di frequenza ai nodi utilizzatori entro limiti quanto mai ristretti. A tale scopo devono concorrere in modo determinante i generatori elettrici.
Le variazioni delle potenze attive e reattive assorbite dalle utenze e transitanti sul sistema elettrico provocano variazioni delle cadute di tensione e quindi dei valori della tensione ai morsetti degli apparecchi utilizzatori.
E' necessario ricorrere ad una regolazione continua della tensione[25] attraverso la regolazione della potenza reattiva immessa in rete. In generale, la regolazione della tensione di rete si effettua con una opportuna ripartizione delle potenze reattive, ottenuta agendo non solo sui generatori ma utilizzando anche compensatori sincroni, condensatori statici o reattori in prossimità dei centri di utilizzazione; per la regolazione di tensione si può ricorrere anche ai variatori di rapporto di cui sono dotati taluni trasformatori.
Per meglio chiarire quale può essere il contributo dei generatori alla regolazione di tensione di rete si ricorda che, mentre la potenza attiva prodotta da una macchina sincrona dipende esclusivamente dalla potenza meccanica applicata all'asse della macchina stessa, la potenza reattiva prodotta o assorbita da un alternatore è determinata dalla sua corrente di eccitazione.

La regolazione di tensione degli alternatori si ottiene quindi effettuando il controllo automatico della loro eccitazione.
Nel sistema "alternatore-rete" esiste una grande analogia fra la regolazione di frequenza (o della potenza attiva) e la regolazione di tensione (o della potenza reattiva).

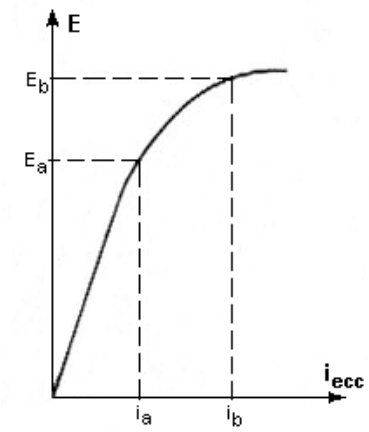


[25] La regolazione di tensione presso i gruppi di produzione è denominata regolazione primaria di tensione.
Il valore della tensione di riferimento V_{rif} viene impostato manualmente sul regolatore automatico di tensione (RAT) del gruppo secondo le indicazioni del Gestore della Rete di Trasmissione Nazionale. Di norma vengono prescritti due diversi valori: uno da impiegare durante le ore di carico elevate ("ore piene") e uno per quelle di basso carico ("ore vuote").
Il RAT, nell'attuare il valore V_{rif}, tiene conto di "segnali correttori", quali, ad esempio:

- un segnale (compound) proporzionale alla potenza reattiva erogata dal gruppo: tale segnale ha lo scopo di compensare parte della caduta di tensione sul trasformatore elevatore;
- un segnale proveniente dal dispositivo PSS (Power System Stabilizer): tale segnale, che è funzione della velocità angolare e/o della potenza elettrica del gruppo, ha lo scopo di smorzare le oscillazioni elettromeccaniche del rotore, causate da fenomeni transitori.

Entrambe le caratteristiche di funzionamento, quella del regolatore di velocità nel piano frequenza-potenza attiva (f,P) e quella del regolatore di tensione nel piano tensione-potenza reattiva (V,Q), sono in prima approssimazione di tipo lineare ed entrambe sono caratterizzate da un determinato grado di statismo, che è quindi la variazione percentuale (riferita al valore nominale) della grandezza primaria regolata (frequenza f e tensione V) necessaria per variare la grandezza secondaria regolata (potenza attiva P e potenza reattiva Q) da zero al valore massimo possibile.
Si definisce statismo positivo quello che fa corrispondere a valori minori di frequenza e di tensione potenze erogate maggiori.

Il sistema di eccitazione dell'alternatore è composto dalle apparecchiature, che producono la corrente continua necessaria per l'avvolgimento rotorico, e dai circuiti di regolazione di tale corrente.
I principali requisiti di questo sistema devono pertanto essere tali da soddisfare le necessità di una elevatissima sicurezza di funzionamento e di una pronta risposta nei transitori.
Il compito del sistema di eccitazione è quello di mantenere costante la tensione ai morsetti dell'alternatore e di regolare l'energia reattiva che la macchina genera o assorbe al variare delle condizioni di funzionamento.



La tensione ai morsetti, nel funzionamento da vuoto a pieno carico, a causa dell'aumento della caduta interna della macchina, subisce una diminuzione proporzionale all'impedenza dell'alternatore e alla corrente erogata. Per ristabilire la tensione V ai morsetti al valore nominale occorrerà agire sulla corrente di eccitazione ed aumentare la f.e.m. E generata.
Con l'alternatore funzionante in rete, il sistema di eccitazione, per mantenere costante la tensione ai morsetti, dovrà fornire più corrente al campo in caso di carichi induttivi, mentre dovrà funzionare in condizioni di sottoeccitazione con carichi di natura capacitiva.

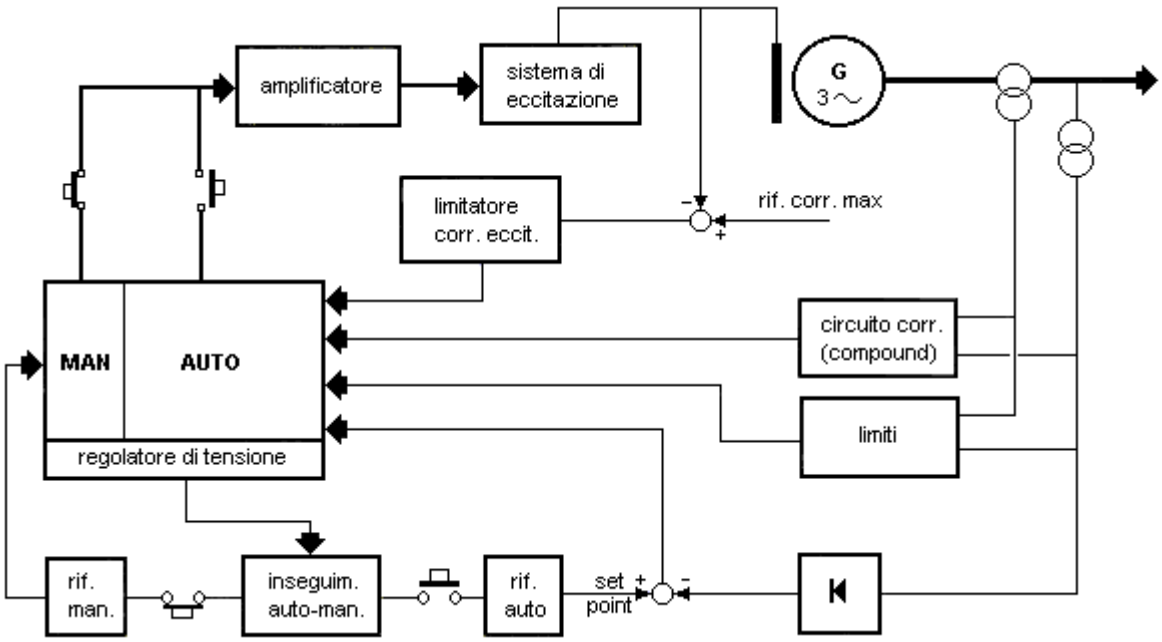
Il circuito che controlla e regola la tensione dell'alternatore può essere rappresentato con lo schema a blocchi della figura seguente.
Il valore del set-point di tensione è dato dal riferimento automatico e viene confrontato con un segnale proporzionale alla tensione ai morsetti dell'alternatore; l'eventuale errore viene inviato nel regolatore, al quale giungono anche altri segnali correttori costituiti da:

- un segnale proveniente dal circuito limitatore della corrente di eccitazione, ricavato dal confronto della corrente fornita dall'eccitatrice con un segnale di riferimento di massima corrente di eccitazione. Lo scopo di questo circuito è quello di salvaguardare gli avvolgimenti, impedendo il superamento del valore massimo della corrente di campo.
- un segnale correttore (compound), proporzionale alla corrente e alla tensione di macchina, nonché al loro sfasamento. La funzione del compound è quella di aumentare (compound

positivo) o di diminuire (compound negativo) la tensione alle sbarre dell'alternatore al variare della potenza reattiva erogata. Il circuito è alimentato dai secondari dei trasformatori di tensione e di corrente, montati sulle sbarre del generatore, e dà luogo a una tensione continua proporzionale alla potenza reattiva erogata.

- un segnale proveniente dal circuito di discriminazione della potenza attiva e reattiva, che va a pilotare un limitatore di sottoeccitazione al fine di evitare situazioni di funzionamento pericolose per la stabilità (perdita di passo).

Il segnale in uscita dal regolatore, attraverso il commutatore automatico-manuale, va all'amplificatore, che comanda il sistema di eccitazione agendo sul campo dell'alternatore.
Allo scopo di facilitare il passaggio del regolatore dal funzionamento manuale a quello automatico ed evitare il pericolo di sbilanciamenti dei due sistemi al momento della commutazione, è predisposto un circuito di inseguimento con il quale il sistema escluso viene continuamente adeguato a quello operante.



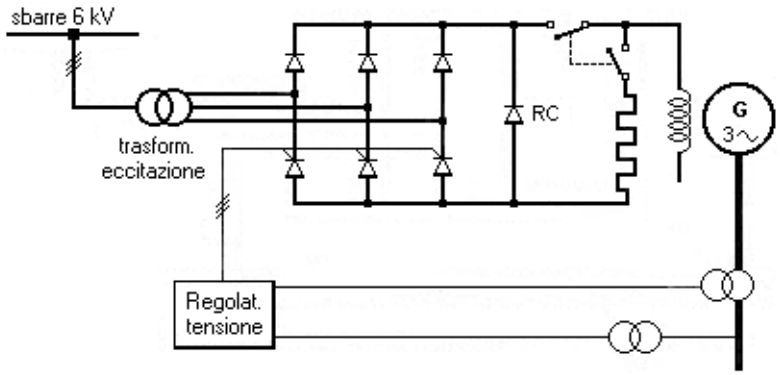
Tra l'eccitatrice e l'avvolgimento rotorico dell'alternatore è interposto l'interruttore di campo il quale, in caso di disservizio, provvede alla diseccitazione dell'alternatore aprendo il circuito di eccitazione e collegando gli avvolgimenti del campo ad una resistenza zavorra, in cui viene rapidamente dissipata l'energia residua.

L'eccitazione dell'alternatore può essere realizzata mediante due sistemi principali:

- l'eccitazione rotante, ottenuta impiegando dinamo;
- l'eccitazione statica, che produce corrente continua per l'avvolgimento di campo derivando l'alimentazione dalle sbarre a 6 kV.

Attualmente il secondo sistema ha prevalso sul primo per la sua più elevata prontezza nella regolazione di tensione.
Lo schema di principio di un'eccitatrice statica è costituito essenzialmente da un ponte misto di diodi e thyristor.
I thyristor sono semiconduttori a conducibilità unidirezionale, in cui la conduzione è permessa soltanto dopo che ad un elettrodo, detto "*gate*", è stato dato un impulso di corrente.

Alimentando l'anodo principale del thyristor con tensione sinusoidale e variando la fase dell'impulso di corrente inviato al gate, si può ottenere che vengano raddrizzate, per così dire, delle fette di sinusoide. Con questo sistema, quindi, si può ottenere una tensione raddrizzata che ha un valore medio variabile tra un valore minimo (circa 0) e un valore massimo (ceiling) che dipende sostanzialmente dalla tensione secondaria del trasformatore di alimentazione.
La presenza del diodo RC, detto diodo di ricircolo, oltre che da ragioni di dimensionamento dei thyristor, può essere determinata dalla necessità di evitare fenomeni di mancata commutazione.



10. Problemi chimici

10.1. Corrosione nei generatori di vapore

Sotto il nome di corrosione si comprendono genericamente tutti i processi distruttivi a cui vanno soggetti i metalli, con il concorso dell'ambiente in cui essi si trovano ad operare, e che comportano fondamentalmente un'ossidazione dei metalli stessi.
Si tratta sovente di fenomeni molto complessi, che si manifestano in circostanze e sotto forme varie delle quali non sempre è possibile formulare un'adeguata spiegazione.
Si può distinguere fra corrosione elettrochimica, che avviene ad umido, e corrosione chimica, che avviene sia a secco che a umido.
Di queste due tipologie riveste maggiore interesse, nel nostro caso, la corrosione in ambiente umido.
La scienza moderna ha sviluppato una teoria elettrochimica che permette di chiarire lo svolgimento dei processi corrosivi in ambiente umido. Tale teoria afferma sostanzialmente che l'umidità sulla superficie di un metallo funge quale mezzo scambiatore di ioni tra punti a diverso potenziale elettrico. Ogni metallo, posto in contatto con un solvente, ad esempio l'acqua, ha una certa tendenza a lasciare andare in soluzione i suoi atomi sotto forma di ioni (teoria di Nernst).
In particolare il ferro, a contatto con una soluzione, tende a dissociarsi in forma ionica secondo l'equilibrio

$$Fe \rightarrow Fe^{++} + 2e^{-}$$

Qualsiasi fenomeno chimico o fisico in grado di rompere l'equilibrio di cui sopra, quindi qualsiasi fenomeno in grado di sottrarre ioni Fe^{++} o elettroni, comporta uno scioglimento del ferro ovvero una corrosione.
Per avere una sottrazione di elettroni basta che ci siano zone a differente potenziale atte a favorire il procedere della reazione di dissoluzione del ferro.
Durante la corrosione del ferro in acqua, ogni atomo di ferro cede due elettroni e diventa ionizzato positivamente. Gli elettroni migrano nel circuito fino al catodo e, reagendo con gli idrogenioni, danno luogo allo sviluppo di idrogeno gassoso.
Gli ioni ferrosi liberati all'anodo sono attratti dal gruppo OH^{-} sempre presente nella soluzione e, combinandosi con esso, danno luogo alla formazione di un composto instabile che è l'idrossido ferroso $Fe(OH)_2$, il quale precipita depositandosi nella zona anodica.
Da quanto detto risulta che il processo anodico e il processo catodico non possono avvenire separatamente. Un processo fa' da supporto all'altro ed il circuito elettrico si chiude attraverso la soluzione elettrolitica. La corrosione vera e propria però avviene solo nelle zone anodiche, sulle quali prende luogo la dissoluzione del metallo e la formazione di ossido; le zone catodiche sono invece sempre protette.
Molteplici sono le cause che possono creare una differenza di potenziale tra due punti di una struttura metallica immersa nell'acqua:

- presenza di due metalli diversi connessi tra loro (effetto pila),
- correnti vaganti di origine esterna,
- piccole disuniformità e impurezze in seno allo stesso metallo,
- differenze di temperatura e tensioni interne, che alterano l'equilibrio superficiale del metallo,
- concentrazioni differenti di sali e gas in seno all'acqua.

Con il procedere della corrosione e con l'accumularsi dei suoi prodotti nelle zone catodiche e anodiche, la differenza di potenziale tende a ridursi; questo effetto viene chiamato polarizzazione.

In particolare, nel caso del ferro, l'idrogeno gassoso che si sviluppa al catodo tende ad avvolgerlo ed isolarlo elettricamente, così da ostacolare la neutralizzazione delle cariche e quindi la corrosione.
Nel contempo gli ossidi che si formano all'anodo formano su di esso una pellicola generalmente poco permeabile che protegge il metallo e rallenta, o arresta del tutto, il processo di dissoluzione del metallo stesso.
A questo fenomeno, chiamato passivazione, devono la loro pregiata proprietà gli acciai inossidabili, ricchi di cromo e nichel. Infatti l'acciaio si chiama inossidabile non perché non si ossida, ma proprio perché è ricoperto da uno strato sottilissimo di ossidi di cromo e nichel che impediscono un'ulteriore corrosione dello strato metallico sottostante.
Analoga azione protettiva possono svolgere certi sali, presenti nell'acqua o formatisi in seguito alla corrosione, i quali si depositano sulle superfici del metallo formando uno strato impermeabile (additivi anticorrosivi).
Infine un'azione protettiva di questo tipo viene svolta da speciali composti organici (o inorganici) chiamati inibitori di corrosione.
Se non intervengono gli effetti di polarizzazione visti in precedenza, la corrosione prosegue fino a comportare la distruzione del metallo.

Le principali cause che fanno proseguire la corrosione sono:

- il pH acido, in cui gli ioni H^+ presenti nella soluzione sottraggono continuamente elettroni all'equilibrio di dissoluzione del ferro secondo le reazioni

$$Fe \rightarrow Fe^{++} + 2\ e^-$$
$$2\ H^+ + 2\ e^- \rightarrow H_2$$

  e il ferro tende a passare in soluzione indefinitamente;

- la presenza di ossigeno, disciolto nell'acqua, che può provocare la seguente reazione elettrochimica

$$O_2 + 2\ H_2O + 4e^- \rightarrow 4\ OH^-$$

  Tale processo viene chiamato riduzione catodica dell'ossigeno.
  Questi ossidrilioni possono reagire con gli ioni idrogeno presenti al catodo e formare acqua:

$$H^+ + OH^- = H_2O$$

  Pertanto l'ossigeno è un depolarizzatore catodico, cioè si oppone alla creazione sulla zona catodica di un film di H_2 che innalza il potenziale catodico, impedendo un ulteriore proseguimento della corrosione.

- l'aerazione differenziale, in cui aree ad alta e bassa concentrazione di ossigeno, qualora siano elettricamente interconnesse, si comportano come elettrodi di una cella elettrolitica, chiamata cella di concentrazione. In particolare la zona meno aerata si comporta da anodo e si corrode. I prodotti della corrosione formano sulla superficie del ferro delle pustolette porose, attraverso le quali l'ossigeno si diffonde più lentamente. Il fenomeno viene così esaltato e la corrosione prosegue più rapidamente in profondità, formando le classiche vaiolature (dette comunemente "pitting") che possono provocare anche la perforazione di pareti metalliche di grande spessore.

- la presenza di anidride carbonica, che disciolta nell'acqua forma acido carbonico. L'acido carbonico reagisce direttamente con il ferro formando bicarbonato ferroso solubile, il quale può anche, in presenza di ossigeno, ossidarsi a ferrico. Il bicarbonato ferroso si può ulteriormente scindere, liberando anidride carbonica e depositando ossido di ferro insolubile.

$$Fe + 2\ H_2CO_3 \rightarrow Fe(HCO_3)_2 + H_2$$
$$Fe(HCO_3)_2 \rightarrow FeO + 2\ CO_2 + H_2O$$

Dalla teoria di Nernst, considerando le reazioni fondamentali che avvengono nel fenomeno corrosivo del ferro ed i potenziali elettrochimici relativi, si ottiene che la condizione di equilibrio alla quale non si ha processo di corrosione si realizza a pH 9,7, cioè in campo nettamente basico.
Occorre quindi mantenere artificialmente il pH dell'acqua di caldaia intorno a questo valore, alcalinizzando opportunamente l'acqua stessa con sostanze a caratteristiche basiche quali Na_2CO_3, NaOH, Na_3PO_4, NH_4OH, N_2H_5OH.

Supponendo di eliminare completamente tutte le cause di corrosione del ferro a bassa temperatura, la corrosione della caldaia avverrebbe ugualmente per il fatto che il deposito di $Fe(OH)_2$, prodotto dalla corrosione, non resisterebbe alle alte velocità dell'acqua nei tubi. Intervengono invece, alle temperature di esercizio delle caldaie, altri fenomeni di protezione del ferro.
Infatti, nel campo di temperature comprese fra 200°C e 570°C, avvengono delle reazioni di trasformazione dell'idrato ferroso in magnetite (Fe_3O_4), secondo l'equilibrio:

$$3\ Fe(OH)_2 = Fe_3O_4 + 2\ H_2O + H_2$$

Lo sviluppo di idrogeno si manifesta fino a quando viene raggiunto un determinato equilibrio (dipendente dalla temperatura) tra ferro, idrogeno e magnetite. La formazione di una pellicola compatta e omogenea di magnetite nel ferro reattivo porta la reazione sopra descritta ad un equilibrio stabile, in assenza di elementi chimico-fisici perturbatori. E' quindi essenziale che la superficie interna delle tubazioni durante l'esercizio sia ricoperta da uno strato omogeneo e compatto di magnetite.
Per temperature superiori a 570°C l'unico ossido di ferro stabile è l'ossido ferroso FeO, che però ha un'azione protettiva poco efficace poiché è di natura polverulenta ed è quindi facilmente asportabile.

Molteplici meccanismi possono comportare una fratturazione della pellicola degli ossidi:

- ebollizione a film (*film boiling*)
  Questo tipo di vaporizzazione, caratterizzato da un'ebollizione pellicolare aderente alla parete del tubo, si manifesta ad alte temperature e pressioni e si contrappone all'ebollizione normale a nuclei (*nucleate boiling*). Il fenomeno provoca un surriscaldamento della parete, con distacco della pellicola di magnetite o, quanto meno, con la sua trasformazione strutturale ad ossido ferroso incoerente.
- colpi di fiamma (*flame impingement*)
  Un'instabilità delle fiamme può provocare surriscaldamenti localizzati dei tubi. Anche in questo caso c'è distacco di scaglia ed aumento del tasso di reazione metallo-acqua, con passivazione anormale.
- ispessimenti locali della pellicola di ossidi
  Essi concorrono ad aumentare la temperatura della superficie metallica, in conseguenza del differente coefficiente di scambio termico del metallo e dell'ossido; tale aumento di temperatura provoca la fratturazione della pellicola di magnetite ed un più elevato tasso di reazione.

Il risultato di queste anormali formazioni di ossidi comporta molte volte la rottura dei tubi vaporizzatori, essenzialmente originata da due cause:

1) infragilimento da idrogeno, dovuto agli ioni H^+ che, diffondendo in seno al metallo, provocano la decarburazione della perlite secondo la reazione $Fe_3C + 2H_2 = 3Fe + CH_4$.
   Il metallo rimane infragilito e, se il processo di decarburazione arriva ai limiti estremi, si verifica lo scoppio del tubo senza una deformazione plastica che ne denunci il cedimento.
2) corrosione sotto scaglia, che ha la medesima origine dell'infragilimento da idrogeno, ma è un processo di corrosione più localizzato che procede con velocità maggiore.
   Il tubo indebolito si deforma plasticamente nella zona interessata, formando un rigonfiamento che precede lo scoppio (creep).

La molteplicità dei fattori che intervengono nei processi di corrosione rende tale fenomeno assai spesso complesso, per cui risulta difficile l'indagine e l'analisi.
Si possono comunque fissare delle norme pratiche, seguendo le quali si possono esercire gli impianti con una certa tranquillità.
Queste norme sono le seguenti:

- eliminare le tracce di ossigeno e di CO_2 dall'acqua di caldaia,
- demineralizzare l'acqua di caldaia allo scopo di evitare la formazione di incrostazioni ed il trasporto di queste alle varie parti del ciclo termico,
- effettuare la giusta regolazione del pH in caldaia al fine di contenere l'attacco del ferro,
- impedire i surriscaldamenti dei materiali, evitando lo sporcamento esterno dei tubi,
- passivare adeguatamente con magnetite le superfici interne dei tubi.

10.2. Corrosione nei condensatori

Nel condensatore il vapore condensante lambisce all'esterno il fascio tubiero, che è percorso al suo interno dall'acqua di raffreddamento.
Dal punto di vista chimico, la funzionalità del condensatore esige la sicura e costante separazione dei due fluidi, tra i quali avviene lo scambio termico. Tale funzionalità viene compromessa da svariati fenomeni corrosivi che comportano la rottura dei tubi e l'inquinamento dell'acqua del ciclo termico da parte dell'acqua condensatrice.
La rottura dei tubi può avvenire per fenomeni corrosivi all'esterno (lato vapore) e all'interno (lato acqua di raffreddamento): tali fenomeni, completamente indipendenti tra loro, hanno cause ed origini diverse.

I fenomeni corrosivi, lato vapore, che assumono particolare importanza, sono quelli che riguardano il fascio tubiero e sono dovuti a due cause fondamentali: la corrosione da ammoniaca e la corrosione sotto tensione.
L'immissione di idrazina nell'acqua del ciclo termico comporta la presenza di ammoniaca nel condensato, con concentrazioni dell'ordine di 300÷400 ppb[*].
Nel condensato è presente anche ossigeno con concentrazione dell'ordine dei 10 ppb; questa presenza contemporanea di NH_3 e di O_2, alla temperatura di 30÷40°C e a pH circa 9, comporta la possibilità di corrosioni del rame e delle sue leghe (tra queste ultime solo il Cupronichel 70/30 risulta esserne esente).
La corrosione da ammoniaca lato vapore riguarda principalmente i tubi nella zona sottoraffreddata, con localizzazione in una zona del condensatore vicina al punto di estrazione degli incondensabili. Oltre che in questa zona, la corrosione da ammoniaca si manifesta anche in corrispondenza del passaggio dei tubi attraverso i diaframmi ed in corrispondenza della mandrinatura dei tubi sulle piastre tubiere.
Il fenomeno corrosivo può essere spiegato supponendolo dovuto ad un meccanismo elettrochimico in cui gli ioni cuproammonici $Cu(NH_3)_2^+$, che si sono formati inizialmente, vengono ossidati a ioni $Cu(NH_3)_4^{++}$ ad opera dell'ossigeno presente, e a loro volta provocano l'ulteriore corrosione del rame

$$2\ Cu(NH_3)_2^+ + \tfrac{1}{2}\ O_2 + 4\ NH_3 \rightarrow 2\ Cu(NH_3)_4^{++} + 2\ OH^-$$

$$Cu(NH_3)_4^{++} + Cu \rightarrow 2\ Cu(NH_3)_2^+$$

La corrosione sotto tensione (*stress corrosion*) dipende dalle sollecitazioni meccaniche a cui sono soggetti i tubi: Tali sollecitazioni hanno due diverse origini: la prima è da ricercarsi nelle tensioni interne residue della lavorazione plastica dei tubi, la seconda dipende dalle condizioni di funzionamento e dai criteri costruttivi del condensatore.
Per quanto concerne gli aspetti costruttivi del condensatore, possiamo dire che le maggiori sollecitazioni meccaniche si hanno in corrispondenza della mandrinatura dei tubi sulla piastra tubiera. Particolarmente dannose risultano poi le vibrazioni del fascio tubiero: i punti più soggetti a sollecitazione sono in questo caso quelli in corrispondenza dei fori di passaggio dei diaframmi e a metà del tubo, tra un diaframma e l'altro, dove l'ampiezza della vibrazione è massima.

[*] Il ppb (detto anche γ/l) è la millesima parte del ppm.
Il ppm (parti per milione) è la quantità in peso di una sostanza presente in un milione di parti di soluzione.
Per le soluzioni acquose è: 1mg/kg = 1mg/litro = 1ppm.

Le corrosioni lato acqua condensatrice sono le più frequenti e rivestono quindi maggiore importanza delle precedenti ai fini dell'indisponibilità del condensatore.
Possiamo classificare nel seguente modo i vari casi di corrosione:

- corrosione galvanica
  Nei condensatori raffreddati ad acqua di mare o con acque contenenti una certa salinità, la conducibilità è tale da consentire fenomeni di corrosione galvanica che si manifestano tra piastra tubiera ed estremità dei tubi. In corrispondenza delle casse d'acqua si ha un forte apporto di ossigeno sulle superfici metalliche da parte dell'acqua condensatrice aerata e in rapido movimento. La conseguente riduzione catodica dell'ossigeno si accoppia con il processo anodico di corrosione del meno nobile dei metalli presenti. Le piastre tubiere in ottone Muntz subiscono inizialmente una leggera dezincificazione e la superficie si ricopre di uno strato rossastro di rame metallico. I coperchi in ghisa grigia subiscono un processo di grafitizzazione e la superficie si ricopre di uno strato, poroso ma coerente, di grafite.
  Un rimedio contro la corrosione galvanica consiste nell'apportare mediante verniciatura uno strato protettivo su piastre e coperchi. Un secondo importante rimedio consiste nell'inserzione nelle casse d'acqua di piastre di metallo poco nobile (zinco o ferro Armco), il quale viene a costituire la zona anodica soggetta a corrosione (anodi sacrificabili).
- abrasione
  Le estremità dei tubi possono subire un processo inverso dovuto all'abrasione di sostanze solide presenti nell'acqua, che distruggono il film protettivo derivante dalla passivazione.
- corrosione per impingement
  Lo strato protettivo di prodotti di corrosione che riveste l'interno dei tubi del condensatore può essere rimosso localmente a causa dell'azione meccanica derivante da velocità elevate dell'acqua di circolazione. Il fenomeno, che viene chiamato "impingement" e si verifica particolarmente con acqua di mare, viene accresciuto dalla presenza di solfuri e di bolle d'aria di grosse dimensioni e si manifesta con una tipica morfologia caratterizzata dalla comparsa di zone di corrosione perforante a forma di ferro di cavallo, con la concavità rivolta verso la direzione del flusso dell'acqua.
- corrosione per aerazione differenziale
  La corrosione per aerazione differenziale avviene spesso quando la quantità di ossigeno è insufficiente per assicurare la passivazione, ma è ancora significativa per determinare la corrosione e centrarla in alcuni punti. La causa può essere determinata dall'ostruzione di un tubo o dall'insufficiente circolazione in una zona del condensatore, che porta ad avere zone dove l'apporto di ossigeno è diverso. Si creano quindi delle zone catodiche, più aerate, e delle zone anodiche meno aerate, dove il metallo perde la passivazione.
- corrosione per azione di schermo (hot-spot),
  La corrosione per azione di schermo (hot spot) si verifica quando la presenza di strati e di corpi estranei impedisce il libero trasporto di materia e di calore fra la superficie metallica e la soluzione. Esempi caratteristici sono la corrosione, nel punto di contatto con le leghe di rame, di pietre, conchiglie, oggetti di plastica che rimangono incastrati nei tubi dei condensatori.

La scelta dei materiali per la costruzione dei condensatori è oggetto di particolari attenzioni da parte dei progettisti, viste tutte le problematiche e le implicazioni di natura chimica che ne possono derivare.
Occorre infatti tener conto che le caldaie non tollerano il funzionamento in presenza di sia pur minimi inquinamenti dovuti a rientrate di acqua condensatrice e che gli impianti di trattamento del condensato possono far fronte solamente a rientrate di piccola entità e non permettono il funzionamento in presenza di perdite considerevoli.

Per i condensatori raffreddati ad acqua di mare la soluzione attualmente adottata prevede che il fascio tubiero sia in aluminium brass, ad eccezione della zona di estrazione degli incondensabili che deve essere di cupronichel 70-30 per far fronte alla corrosione lato vapore di condense ricche di ossigeno e ammoniaca.
Per condensatori installati in zone in cui l'acqua condensatrice presenta un forte inquinamento, si prevede l'impiego di tubi in titanio nella zona di estrazione degli incondensabili o addirittura in tutto il fascio tubiero.
Le piastre tubiere normalmente sono di metallo muntz o naval brass.
Per i condensatori raffreddati con acqua di fiume si sono avuti molti problemi per i tubi in aluminium brass, mentre si sono dimostrati ottimi i tubi in acciaio inossidabile: dal momento che i costi dei due fasci tubieri sono comparabili, anche se il coefficiente di scambio termico è inferiore per l'acciaio e quindi occorrono più tubi, nei condensatori di più recente costruzione è stato scelto l'acciaio inox AISI 304.

10.3. Impurezze contenute nei cicli termici

L'acqua prodotta dall'impianto di demineralizzazione è acqua pura dalla quale sono stati eliminati sia i gas disciolti sia le sostanze in soluzione e in sospensione; tuttavia, quando questa si trova a circolare nelle apparecchiature del ciclo termico, è soggetta ad una serie di trattamenti e di condizionamenti se si vuole mantenerla in condizioni tali da evitare, o almeno limitare, i fenomeni corrosivi e la formazione di depositi incrostanti nelle varie parti dell'impianto.
Occorre ad esempio mantenere un valore di pH ottimale ad evitare le corrosioni del ferro e/o del rame, garantire l'eliminazione dei gas disciolti, assicurare una certa alcalinità del vapore all'ammissione utilizzando sostanze (NH_3, N_2H_4) che possano ripartirsi in fase vapore senza trascinamenti o sostanze disciolte.
Per fissare i criteri in base ai quali decidere i trattamenti e i controlli da adottare occorre passare in rassegna le sostanze che possono inquinare l'acqua del ciclo:

- *Sali disciolti generici (solfati, cloruri, carbonati)*
  Possono provenire da perdite al condensatore, oppure da cattivo funzionamento dell'impianto di demineralizzazione.
  I sali disciolti nell'acqua alimento possono depositarsi in caldaia sotto forma di incrostazioni oppure essere trascinati dal vapore.
  Le incrostazioni si formano quando per il sale disciolto viene superato il limite di solubilità a seguito della concentrazione della soluzione; si formano anche per variazione della temperatura, a cui la solubilità è legata, oppure per l'influenza di altre sostanze presenti in soluzione.
  Le condizioni di precipitazione sono strettamente connesse con il fenomeno dell'evaporazione sulle superfici di scambio termico e variano da caldaia a caldaia.
  Le incrostazioni in caldaia sono dannose perché riducono notevolmente il coefficiente di trasmissione del calore: ne deriva un sensibile aumento della temperatura dei tubi, con conseguenti surriscaldamenti locali, seguiti da rotture e scoppi.
  In turbina la solubilità dei sali disciolti nel vapore diminuisce man mano questo si espande: corrispondentemente le sostanze trascinate si depositano sui distributori e sulle giranti. Ciò provoca una diminuzione di rendimento della macchina.
  Come norma di esercizio occorre quindi che il ciclo termico sia il più possibile esente da sali disciolti: ciò dovrà essere controllato misurando la conducibilità in vari punti del ciclo termico (condensato all'uscita del condensatore, condensato all'ingresso del degasatore, acqua alimento, drenaggi di alta pressione, vapore surriscaldato e risurriscaldato).
  Queste misure di conducibilità possono essere effettuate sul campione tal quale (convenientemente raffreddato a 25°C) o dopo che questo ha attraversato una colonnina contenente resina cationica (misura della conducibilità acida).
  La misura della conducibilità acida permette il conseguimento di due scopi fondamentali:
  1. elimina dalla misura l'influenza dell'ammoniaca e dell'idrazina (che a valle della colonnina si trasformano in acqua);
  2. esalta la presenza di sali disciolti o dissociati.
     Infatti, anziché misurare la conducibilità dei sali, si viene a misurare la conducibilità degli acidi corrispondenti, che è notevolmente superiore.
     La misura della conducibilità acida funziona quindi da amplificatore chimico.

- *Ferro*

  Il ferro è presente nell'acqua alimento sotto tre forme:

  1. in forma solubile, come ossido o come idrato.
     Deriva dal processo di corrosione umida ed è pochissimo dissociato, per cui non è possibile determinarlo con misure di conducibilità totale.
  2. in forma colloidale, come miscela di ossidi più o meno idrati in aggiunta ad altre sostanze presenti in forma colloidale.
  3. in forma di sospensione solida, come ossido o miscela di ossidi (principalmente Fe_2O_3).

  Il ferro, sia esso solubile o sospeso, deriva principalmente, oltre che dalla caldaia, anche dal ciclo condensato-alimento e in particolare dal condensatore, degasatore, riscaldatori di bassa e alta pressione, flash-tank, recupero drenaggi, ecc.
  In caldaia il ferro si deposita sotto forma di miscele di ossidi. Infatti, oltre a quello già presente (che deriva dalla reazione metallo-acqua), anche il ferro di apporto subisce una serie di trasformazioni (ossidazioni e disidratazione) con formazione finale di ossidi insolubili.
  Un aumento irregolare di ossidi di ferro in caldaia comporta un peggioramento nella trasmissione del calore e successivamente un pericolo di corrosioni, poiché la magnetite si frattura e la reazione *ferro+acqua* prosegue velocemente.
  Per le caldaie di tipo UP vi è inoltre il grave fenomeno dei depositi nelle valvole regolatrici di flusso dei pannelli dei tubi bollitori: tali depositi possono provocare aumenti delle perdite di carico e quindi scarsa circolazione e surriscaldamento nei pannelli di caldaia poco alimentati.
  Il ferro in sospensione, specie per le caldaie ad attraversamento forzato, può essere trascinato nel vapore e depositarsi successivamente nel surriscaldatore e nella turbina di alta pressione.
  Occorre quindi mantenere, con tutti i mezzi a disposizione (pH, buona conservazione in fermata, eliminazione dell'ossigeno, uso adeguato degli impianti chimici), il ferro totale nell'acqua alimento ai valori più bassi possibili: i limiti suggeriti sono quelli di 10 e 20 ppb, rispettivamente per le caldaie ad attraversamento forzato e quelle a corpo cilindrico.
  In esercizio normale, qualora il ferro superi tali limiti, occorre inserire il trattamento del condensato (prefiltri e letti misti) ed eventualmente i Powdex, se il ferro proviene dai drenaggi dei riscaldatori di alta pressione.
  In avviamento dopo fermata occorre attendere che il ferro discenda al di sotto di certi limiti (100 ppb per le caldaie UP) prima di accendere i bruciatori; in questo caso si ricircola sul circuito di avviamento con tutto il sistema di trattamento del condensato inserito.

- *Rame*

  Il rame nel ciclo termico proviene principalmente dal condensatore, se questo è costituito da tubi di ottone (leghe rame-zinco) o cupronichel (leghe rame-nichel).
  Se i riscaldatori di alta e bassa pressione sono costituiti da tubi in leghe di rame (monel-cupronichel), anche questi possono contribuire a far aumentare il tenore di rame nel ciclo.
  La corrosione del rame del condensatore avviene principalmente per l'azione combinata dell'ammoniaca e dell'ossigeno. Al crescere del tenore di ossigeno diminuisce il valore di ammoniaca a cui inizia l'attacco.
  Per effetto dell'ossigeno il rame metallico viene ossidato e trasformato in ossido rameoso (CuO). Quest'ultimo reagisce con l'idrato d'ammonio formando un complesso ionico cuproammoniacale chiamato cuprotetrammina:

$$3\ CuO + 12\ NH_4OH \rightarrow 3\ Cu(NH_3)_4(OH)_2 + 9\ H_2O$$

  poco dissociato e che non può essere determinato con misure di conducibilità.

Per evitare quindi la presenza di rame, occorre non superare un certo quantitativo di ammoniaca nell'acqua del ciclo (700 ppb, cioè pH 9,3).
Il rame in caldaia, depositatosi sotto forma di ossido, può provocare corrosioni dovute a surriscaldamento, oppure depositandosi sotto forma di rame metallico può dar luogo a gravi corrosioni di natura elettrochimica. In quest'ultimo caso la corrosione risultante è di tipo galvanico e il ferro può passare in soluzione secondo la reazione:

$$2\ Cu^{+} + Fe \rightarrow Fe^{++} + 2\ Cu$$

In turbina si trovano pure depositi di Cu_2O e CuO sulle palette di alta pressione. Recenti studi hanno dimostrato che la solubilità del rame e dei suoi ossidi nel vapore è apprezzabile e cresce con la pressione; in base a questi studi gli ossidi di rame dovrebbero saturarsi nello stadio ad azione della turbina. In realtà solo una piccola parte cristallizza sugli ugelli e sulle palette ad azione, formando depositi duri e resistenti; il resto viene trascinato via e può parzialmente depositarsi nel risurriscaldatore o finire nel condensato.
I metodi per trattenere il rame sono gli stessi impiegati per il ferro: utilizzo dei prefiltri, letti misti, filtri Powdex.
Il rame nell'acqua alimento dovrebbe essere normalmente assente.

- *Silice*
  La silice (SiO_2) è presente nell'acqua alimento sotto due forme:
  a. solubile, come H_4SiO_4 (acido ortosilicico), solo parzialmente dissociata e quindi non rilevabile ai fini della conducibilità;
  b. colloidale, come silice idrata ($SiO_2.H_2O$) in aggiunta ad altre sostanze colloidali.

  La silice è solubile sia nell'acqua di caldaia che nel vapore.
  Essa proviene principalmente dall'acqua di integrazione, derivando dalla fuga di silice dalla resina anionica dell'impianto di demineralizzazione.
  In caldaia la presenza di altri elementi quali il sodio, il magnesio, l'alluminio, il ferro, favoriscono la formazione di silicati complessi che abbassano notevolmente il limite di solubilità nell'acqua: si possono così avere depositi di silicati insolubili.
  La conducibilità termica di questi depositi è di gran lunga inferiore a quella dell'acciaio, per cui vengono esaltati i fenomeni e i pericoli, già visti, a proposito delle incrostazioni da sali.
  Normalmente però i depositi di silice si rilevano in turbina. La formazione di depositi silicei duri e vetrosi sulla superficie delle palette avviene quando temperatura e pressione diminuiscono e la tensione di vapore della silice si abbassa al di sotto del valore corrispondente al suo tenore nel vapore.

10.4. Condizionamento e conservazione del ciclo acqua-vapore con NH_3 e N_2H_4.

Riepilogando brevemente le fonti di inquinamento dell'acqua del ciclo termico, abbiamo che:

- Il condensatore può essere origine di vari tipi di inquinamento da sali (immessi tramite rientrate di acqua condensatrice nel condensato), da ossigeno e anidride carbonica (dovuti a rientrate d'aria), da sostanze organiche (provenienti da rientrate al condensatore o dall'acqua di integrazione prodotta da un impianto di demineralizzazione non funzionante correttamente), da ossidi di rame o di ferro (originati nel condensatore stesso o provenienti dai sistemi a monte).
- L'impianto di trattamento del condensato, che normalmente trattiene gli ossidi, gli ioni dei sali solubili e l'anidride carbonica disciolta, in condizioni particolari di funzionamento può determinare inquinamenti: l'inserzione dei prefiltri può provocare il rilascio di sostanze organiche e ioni; una cattiva rigenerazione o l'esaurimento o un'anomalia dei letti misti può essere causa di rilascio di ioni o di resina.
- I riscaldatori di bassa pressione e il rientro dei drenaggi di alta pressione sono apportatori di ossidi e quindi richiedono una fase di trattamento mediante i filtri Powdex inseriti a caldo.
- Il degasatore, i riscaldatori di alta pressione e il generatore di vapore rappresentano sistemi che possono produrre o sequestrare ossidi: compito del condizionamento è quindi quello di minimizzare il fenomeno di deposizione e rilascio, mantenendo il più possibile condizioni di equilibrio.

La presenza e il tipo di inquinanti viene evidenziata dalle misure di conducibilità acida, che si effettuano di norma sulla mandata delle pompe estrazione condensato, all'ingresso del degasatore, all'ingresso dell'economizzatore. Per le caldaie a corpo cilindrico sono inoltre previste misure allo spurgo continuo e sul vapore principale. Per le caldaie UP i controlli sono effettuati anche all'ingresso del surriscaldatore primario e all'uscita di quello finale. Ad integrazione delle misure di conducibilità vengono poi impiegati misuratori di pH e analizzatori di ossigeno e di idrogeno.
Il condizionamento dell'acqua del ciclo, imposto dal funzionamento ad alta pressione dei generatori di vapore, viene effettuato con l'impiego di idrato d'ammonio NH_4OH, dosato al fine di ottenere un pH di 9÷9,2 in presenza di scambiatori con fasci tubieri in leghe di ferro o di rame.
Nei cicli ove i componenti metallici sono costituiti esclusivamente da leghe di ferro, si considera solo il valore di corrosione del ferro che comporta l'adozione di un pH compreso tra 9,5 e 9,7.
L'influenza dell'ammoniaca nel mantenimento del pH è dovuta alla reazione di dissociazione con rilascio di ioni OH^-:

$$NH_4OH = NH_4^+ + OH^-$$

La funzione alcalizzante è esplicata anche dall'idrazina.
L'idrato di idrazina è infatti una sostanza basica, debolmente dissociata:

$$N_2H_5OH = N_2H_5^+ + OH^-$$

L'effetto alcalizzante è però dovuto al fatto che l'idrazina si decompone, già a partire da 100°C, in azoto e ammoniaca secondo la reazione:

$$3\ N_2H_4 \rightarrow 4\ NH_3 + N_2$$

A temperatura superiore a 200°C la reazione diventa la seguente:

$$2\ N_2H_4 \rightarrow 2\ NH_3 + H_2 + N_2$$

Inoltre l'idrazina è un deossigenante chimico, secondo la reazione:

$$N_2H_4 + O_2 \rightarrow N_2 + 2\ H_2O$$

Tale reazione comincia ad avvenire fra 60°C e 80°C; a pH 9 e con temperatura superiore a 100°C essa è molto veloce e spostata a destra.
Infine l'idrazina è passivante perché favorisce la formazione di uno strato di magnetite Fe_3O_4 sottile e omogeneo e perfettamente aderente alle pareti interne dei tubi.
L'iniezione di ammoniaca e idrazina per il condizionamento del ciclo è effettuata a mezzo di pompe volumetriche: i punti di iniezione sono generalmente all'uscita dei letti misti dell'impianto di trattamento del condensato e all'aspirazione delle pompe alimento.

Nelle tabelle seguenti sono riportati i valori dei parametri chimico-fisici adottati per i diversi tipi di generatori di vapore.

Parametri chimico-fisici		**CALDAIE A CORPO CILINDRICO**			
		Ingresso ECO in esercizio normale	*Limiti da non superare*		
			Alimento	Caldaia	Vapore
Conducibilità acida	µS/cm	<0,6	2,5		
Ossigeno (O_2)	ppb		5		
Ferro (Fe)	ppb	<10	20		
Rame (Cu)	ppb	<2	5		
Idrazina (N_2H_4)	ppb	>50			
pH		8,9÷9,2		<8 >10,5	
Silice (SiO_2)	ppb	<10			20
Solidi totali disciolti	ppb		20	2000	

Parametri chimico-fisici		**CALDAIE AD ATTRAVERSAMENTO FORZATO**			
		Ingresso ECO in esercizio normale	*Limiti da non superare*		
			ingr. ECO (eserc. normale)	ingr. ECO (avviamento)	usc. caldaia (avviamento)
Conducibilità acida	µS/cm	0,2÷0,5	1	1	
Ossigeno (O_2)	ppb	0	5	10	
Ferro (Fe)	ppb	1÷3	10	100	100
Rame (Cu)	ppb	1÷2	2		
Idrazina (N_2H_4)	ppb	50÷100		<50	<50
pH		9,1÷9,2	9,0÷9,3		
Silice (SiO_2)	ppb	2÷5	20		
Solidi totali disciolti	ppb		50		

Nei periodi di fermata dell'impianto, in funzione della durata, si effettua una conservazione dei cicli condensato-alimento e della caldaia, aumentando la concentrazione di idrazina in caldaia e quindi la conducibilità totale.
Le apparecchiature interessate dalla conservazione sono:

- caldaia e surriscaldatore primario, conservati ad umido con sovrastante atmosfera di azoto in leggera pressione, per compensare eventuali abbassamenti di livello ed evitare rientrate d'aria;
- cicli di bassa e alta pressione, lato acqua, conservati ad umido ed eventualmente collegati al circuito precedente;
- riscaldatori AP e BP, lato vapore, se intercettabili, drenati ed essiccati durante la fase di raffreddamento e conservati a secco.

	N_2H_4 ppm	*NH_3 ppm*	*Altri sistemi*	*Flussaggio all'avviamento*
Fermata < 3 giorni	0,2÷0,3	0,3÷0,5	pressurizzazione	no
Fermata < 15 giorni	50÷100	0,3÷0,5	N_2	sì
Fermata > 15 giorni	200	10	N_2	sì

10.5. Lavaggi acidi

Nell'esercizio delle caldaie ad alta pressione e temperatura, condizionate con idrazina e ammoniaca, la superficie interna delle tubazioni si riveste di uno strato di ossido prevalentemente costituito da magnetite Fe_3O_4.
Infatti nel campo di temperatura compreso tra 200÷250°C e 570°C avviene la seguente reazione:

$$3\ Fe + 4\ H_2O \rightarrow Fe_3O_4 + 4\ H_2$$

Lo sviluppo di idrogeno si manifesta fino a quando viene raggiunto un determinato equilibrio, in funzione della temperatura, tra ferro, idrogeno e magnetite. La formazione di magnetite sul ferro reattivo porta la reazione, in assenza di elementi chimico-fisici perturbatori, ad un equilibrio stabile. E' quindi essenziale che la superficie interna delle tubazioni durante l'esercizio sia ricoperta da uno strato omogeneo ed uniforme di magnetite, perché in questo modo si innalza il potenziale di scarica del ferro e si impedisce che questo passi ulteriormente in soluzione.
La pratica di esercizio delle caldaie ha però dimostrato che molte volte lo strato di magnetite non si forma in maniera omogenea ed uniforme. Surriscaldamenti locali, difettoso condizionamento dell'acqua in caldaia, impurezze presenti, possono alterare l'equilibrio della reazione ferro-acqua, dando luogo a fenomeni secondari che si traducono in elevati spessori di magnetite disposti in maniera irregolare lungo le pareti delle tubazioni. Tale fenomeno porta a dannosi inconvenienti, traducendosi in una diminuzione del coefficiente di trasmissione del calore, surriscaldamento della superficie esterna del tubo, creep del materiale.
Gli inconvenienti possono essere notevolmente ridotti ricorrendo ad una pulizia periodica dei tubi mediante lavaggio acido, al fine di ripristinare lo strato compatto e uniforme di magnetite.
Il lavaggio acido di una caldaia viene generalmente preceduto da un trattamento preliminare (trattamento "interfacciale"), che ha lo scopo di agire sulla superficie tra metallo e deposito predisponendo il deposito stesso ad un migliore attacco acido. La magnetite, che è il componente predominante nei depositi riscontrati nei tubi, è un composto chimico molto stabile di fronte all'azione degli acidi, degli alcali e delle sostanze ossidanti in genere e quindi, anche agendo a temperatura elevata, è difficile procurarne la solubilizzazione.
Il trattamento preliminare si rende indispensabile qualora nei depositi riscontrati nelle caldaie si noti un tenore di rame superiore al 10% e la presenza di silice e silicati.
I procedimenti adottati per la rimozione del rame si basano tutti sull'uso di energici ossidanti (clorati, persolfati, nitriti, bromati) in soluzione ammoniacale.
Dopo il trattamento preliminare e la conseguente eliminazione dei depositi di silice, silicati e rame, la caldaia viene sottoposta a trattamento acido al fine di completare la dissoluzione dei depositi e di predisporre le superfici pulite al nuovo trattamento di passivazione del ferro.
Il trattamento acido può essere effettuato sia con acidi inorganici che con acidi organici: fra i primi l'acido solforico, il cloridrico, il fluoridrico; fra i secondi il citrico, il sulfammico, l'idrossiacetico, il formico.
Il meccanismo di reazione di tali acidi si può riassumere nelle seguenti formule (si prende in considerazione, come esempio, l'acido cloridrico):

$$Fe_3O_4 + 8\ HCl \rightarrow 2\ FeCl_3 + FeCl_2 + 4\ H_2O$$
$$Fe_2O_3 + 6\ HCl \rightarrow 2\ FeCl_3 + 3\ H_2O$$
$$CaCO_3 + 2\ HCl \rightarrow CaCl_2 + H_2O + CO_2$$

Per impedire che l'acido reagisca con il ferro metallico secondo la reazione: $Fe+2HCl \rightarrow FeCl_2+H_2$, si introducono nella soluzione acida particolari inibitori, i quali impediscono il procedere di tale reazione senza ridurre la velocità di reazione tra acido e ossidi.
Gli inibitori (anodici, catodici, di assorbimento) sono in genere costituiti da composti organici complessi (ammine; solfuri di etile, butile, propile, metile; dibutile-tiourea; aldeidi; acido etilendiamminotetracetico - EDTA).
I parametri a cui si deve prestare attenzione durante il trattamento acido sono i seguenti:

- *temperatura della soluzione acida*
  Essa deve essere mantenuta a valori tali da consentire una buona velocità di reazione, ma non tanto alta da pregiudicare l'efficienza dell'inibitore.
- *ferro trivalente*
  E' necessario che tutto il ferro disciolto venga complessato in forma solubile. L'eliminazione del ferro trivalente viene in genere attuata ad opera del bifluoruro d'ammonio con formazione di un complesso ferrico fluorurato.
- *circolazione della soluzione acida*
  E' necessario che la soluzione acida circoli adeguatamente nelle varie parti della caldaia, in modo che il tasso di reazione si mantenga elevato. Si devono evitare sedimentazioni né si devono mantenere velocità di circolazione troppo elevate per non compromettere l'azione specifica di protezione dell'inibitore.
- *tenore di idrogeno*
  E' indubbio che un alto tenore di idrogeno, specie verso la fine del trattamento, denota un inizio di attacco del ferro. Il controllo dell'idrogeno può inoltre segnalare l'insufficiente azione protettiva dell'inibitore.
- *controllo del pH*
  E' necessario che il pH della soluzione venga controllato per impedirne un innalzamento, che potrebbe comportare la precipitazione di idrato ferrico.

Dopo il trattamento acido e la conseguente eliminazione della totalità dei depositi, la caldaia viene sottoposta ad un trattamento neutralizzante e di prima passivazione, al fine di eliminare ogni traccia di acidità conseguente al trattamento precedente e di impedire una forte ossidazione delle superfici trattate.
La fase di neutralizzazione consiste nel trattare la caldaia con una soluzione contenente di norma ammoniaca ed agenti complessanti del ferro e del rame (acido citrico, persolfato d'ammonio) e, al fine di ottenere una prima passivazione del metallo, un agente ossidante (nitrito di sodio).
In tale fase vengono disciolti i depositi di ferro e di rame eventualmente presenti e si forma la magnetite, che è ovviamente di natura polverulenta e non ancora stabilizzata.
Per avere magnetite compatta e omogenea occorre procedere alla passivazione finale, con l'impiego di idrazina ad alta temperatura (viene scelta la temperatura di saturazione del vapore acqueo corrispondente alla pressione di 30÷40 ate). E' buona norma mantenere la caldaia a questi valori di pressione per un periodo di almeno 48 ore prima di passare all'esercizio vero e proprio.

10.6. Condizionamento con ossigeno.

Il condizionamento ossidante del ciclo acqua-vapore, denominato CWT (*combined water treatment*), negli ultimi anni ha conosciuto una grande diffusione e ha spesso sostituito il trattamento riducente a base di idrazina e ammoniaca, detto AVT (*all volatile treatment*).
Inizialmente diffuso nelle centrali termoelettriche tedesche, il condizionamento CWT, che si basa sul dosaggio di quantità calibrate di ossigeno nell'acqua del ciclo in modo da favorire la formazione di film protettivi stabili sulle superfici metalliche, ha mostrato vantaggi economici, tecnici e gestionali.
I dati delle esperienze effettuate sugli impianti in esercizio[26] indicano che sono stati drasticamente ridotti:

- il numero di cicli di rigenerazione degli impianti di trattamento del condensato;
- lo sporcamento delle caldaie e quindi i rischi di danneggiamento dovuto a surriscaldamenti;
- la necessità di procedere a lavaggi acidi per ripristinare il Δp di caldaia.

Inoltre è stato possibile eliminare l'impiego dell'idrazina, sostanza tossica e cancerogena.
L'ossigeno è dosato sotto forma di ossigeno gassoso o acqua ossigenata all'uscita dell'impianto di trattamento del condensato e all'uscita del degasatore, in modo da ottenere una concentrazione pari a 80÷120 ppb di O_2.
L'ammoniaca è dosata all'uscita dell'impianto di trattamento del condensato per mantenere il pH a valori intorno a 8÷8,5.
In tali condizioni, le reazioni per la creazione di un film passivante nel ciclo condensato-alimento e in caldaia sono le seguenti:

$$2\ Fe(OH)_2 + \tfrac{1}{2}\ O_2 \rightarrow FeOOH + 4\ H_2O$$

$$2\ Fe(OH)_2 + \tfrac{1}{2}\ O_2 \rightarrow \alpha Fe_2O_3 + H_2O \quad (t>200°C)$$

Si ha quindi la formazione di ematite e di ossidi-idrati ferrici, aventi bassissima solubilità a tutte le temperature.
Lo strato di ossidi, a partire dalla superficie del metallo, è costituita da:

- un film sottile-compatto di Fe_3O_4,
- un film sovrapposto di Fe_3O_4 porosa cementata da cristalli di αFe_2O_3,
- un velo esterno sottile di αFe_2O_3, in cui sono assenti creste e ondulazioni.

La diversa compattezza dei depositi riduce drasticamente la crescita dei film superficiali e quindi la necessità di procedere a frequenti lavaggi acidi.
E' infine da osservare che la solubilità dell'αFe_2O_3 è di diversi ordini di grandezza inferiore a quella della Fe_3O_4.

[26] Quale metro per un confronto tra condizionamento ossidante CWT e condizionamento riducente AVT può essere utilizzato quello della misura dei prodotti della corrosione presenti nei vari punti del ciclo termodinamico, discriminando le forme solubili e totali, e all'interno del solubile le forme bi e trivalenti dello ione.
Questo tipo di misura differenziata permette di individuare:

- la stabilità dello strato d'ossido formatosi sulle superfici (mediante la misura del ferro sospeso),
- l'entità della corrosione in atto (mediante la misura del ferro solubile),
- le condizioni di corrosione (mediante il rapporto tra ferro bivalente e trivalente).

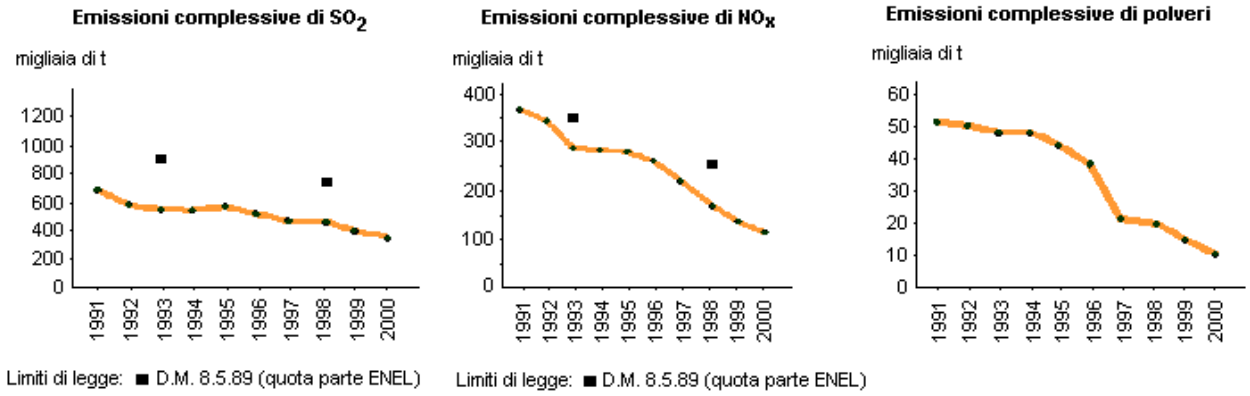
I vantaggi tecnici e gestionali, connessi con il condizionamento ossidante CWT, possono così essere riassunti:

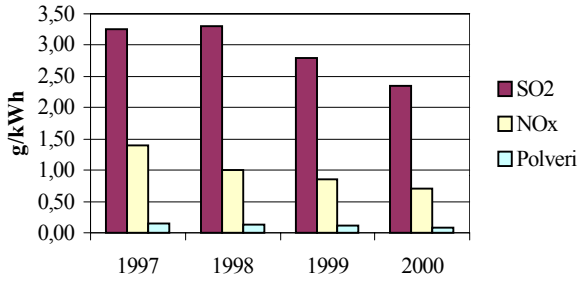
- minori oneri gestionali nell'approvvigionamento delle resine polverizzate per i filtri Powdex e dei reagenti per il condizionamento chimico, per l'ITAR e per la rigenerazione delle resine dell'impianto di trattamento del condensato e dell'impianto di demineralizzazione;
- eliminazione dell'idrazina, sostanza chimica da manipolare con cautela;
- riduzione dei tempi di avviamento dell'impianto termoelettrico, dovuta al più rapido raggiungimento dei valori di riferimento per i parametri chimici;
- semplificazione degli interventi manutentivi sulle parti in pressione della caldaia, che per fermate di una certa durata viene svuotata e conservata a secco;
- migliore stato di conservazione generale del ciclo condensato-alimento. E' noto infatti che in ambiente alcalino-riducente, per temperature tra 150°C e 200°C, la magnetite è poco protettiva per l'aumentata solubilità rispetto ad altri campi di temperatura. In ambiente ossidante, invece, lo strato protettivo è costituito dalla lepidocrocite (FeOOH), ossido idrato di ferro di colore rosso mattone caratterizzato da elevata stabilità nel campo di temperatura di esercizio del condensato-alimento.
- drastica riduzione del tenore di ferro contenuto nel condensato-alimento, negli spillamenti e nei drenaggi, poiché in ambiente ossidante il ferro disciolto è presente essenzialmente nella forma trivalente, che è di gran lunga meno solubile della forma bivalente;
- minore tendenza allo sporcamento dei dispositivi a perdita concentrata, quali le valvole ripartitrici di flusso nell'evaporatore;
- temperature di lavoro più favorevoli per i tubi di caldaia sottoposti a scambio termico. Questa è una conseguenza diretta della limitata velocità di accrescimento dell'ossido all'interno dei tubi e quindi della permanenza di migliori condizioni per la trasmissione del calore.

11. Salvaguardia ambientale

Esaminando le caratteristiche dell'energia elettrica, ci si è soffermati sui pregi di tale forma di energia, i più importanti dei quali sono senz'altro la facile trasportabilità a distanza e la istantanea distribuzione nei quantitativi desiderati dall'utilizzatore, che la può trasformare a sua scelta in altre forme di energia.
Sono da aggiungere il carattere assolutamente pulito in fase di utilizzo ed i vantaggi che si potrebbero ottenere, in termini di riduzione dell'impatto ambientale, da una maggiore penetrazione elettrica soprattutto in ambito urbano.
La fase di produzione, al contrario, come del resto ogni altra attività industriale, provoca un certo impatto sull'ambiente, la cui entità dipende dal tipo di tecnologia adottata.
Particolare rilevanza assumono allora le problematiche ambientali connesse con gli impianti termoelettrici che bruciano combustibili fossili[27]: questi impianti contribuiscono infatti per circa due terzi alla produzione mondiale di energia elettrica.
Il processo di combustione comporta l'emissione di una serie di sostanze inquinanti, in particolare l'anidride solforosa (SO_2), gli ossidi di azoto (NO_x), le polveri e l'anidride carbonica (CO_2) che, pur non essendo di per sé nociva, è temuta per i noti effetti che potrebbe avere sul riscaldamento globale della terra.
Occorre sottolineare che, mentre per le prime tre sostanze sono ormai mature e diffuse in tutto il mondo tecnologie che ne consentono l'abbattimento a valori al di sotto dei limiti imposti dalle attuali normative, per l'anidride carbonica tali tecnologie presentano costi molto elevati e soprattutto il problema ancora insoluto dello smaltimento degli enormi quantitativi dei prodotti di risulta.
Le azioni attuali, tese al contenimento delle emissioni di CO_2, vanno quindi individuate in quelle strategie di prevenzione che permettano una produzione la più limitata possibile di questo gas.

[27] Nei grafici seguenti sono riportati gli andamenti delle emissioni complessive e specifiche di SO_2, NO_x e polveri degli impianti termoelettrici ENEL.





11.1. Le nuove norme ambientali

Lo sviluppo culturale, il crescente benessere nonché la disponibilità di maggiori risorse economiche, tipici dei paesi industrializzati, hanno fatto sì che la sensibilità dell'opinione pubblica nei confronti dei problemi ambientali sia andata progressivamente crescendo nel tempo.
La normativa che regola le emissioni in atmosfera delle centrali termoelettriche ha avuto quindi una rapida evoluzione, soprattutto a partire dalla metà degli anni '80. Prima di tale periodo le leggi vigenti erano basate sul controllo delle immissioni, ovvero delle concentrazioni al suolo delle sostanze inquinanti. Tale sistema (per altro non abbandonato[28], ma ora parte integrante di sistemi di controllo più completi) si è rilevato però poco efficace visto che, per rispettare i valori ammessi, era sufficiente utilizzare adeguati sistemi di dispersione (in pratica, costruendo ciminiere molto alte).

[28] La normativa vigente (DPCM 28.3.1983 e DPR 203/1988) prevede per le immissioni di SO_2, NO_x e particolato totale aerodisperso (PTA) sia valori limite che valori guida.

Inquinante	Indice statistico	Valore limite
Biossido di zolfo SO_2	50° percentile delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo)	80 μg/m^3
	98° percentile delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo). Valore da non superare per più di 3 giorni consecutivi.	250 μg/m^3
	50° percentile delle medie di 24 ore rilevate durante il semestre invernale (ottobre-marzo)	130 μg/m^3

Inquinante	Indice statistico	Valore guida
Biossido di zolfo SO_2	Media di 24 ore	100-150 μg/m^3
	Media aritmetica delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo)	40-60 μg/m^3

Inquinante	Indice statistico	Valore limite
Biossido di azoto NO_2	98° percentile delle medie di 1 ora rilevate nell'arco di un anno (gennaio-dicembre)	200 μg/m^3

Inquinante	Indice statistico	Valore guida
Biossido di azoto NO_2	50° percentile delle medie di 1 ora rilevate nell'arco di un anno (gennaio-dicembre)	50 μg/m^3
	98° percentile delle medie di 1 ora rilevate nell'arco di un anno (gennaio-dicembre)	135 μg/m^3

Inquinante	Indice statistico	Valore limite
Particolato totale aerodisperso	Media aritmetica delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo)	150 μg/m^3
	95° percentile delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo).	300 μg/m^3

Inquinante	Indice statistico	Valore guida
Particolato totale aerodisperso (metodo dei fumi neri)	Media di 24 ore	100-150 μg/m^3
	Media aritmetica delle medie di 24 ore rilevate nell'arco di un anno (aprile-marzo)	40-60 μg/m^3

Negli anni 1984-86 si è andata consolidando, a livello comunitario, una nuova filosofia di contenimento e prevenzione dell'inquinamento atmosferico basata non solo sul controllo delle immissioni ma anche delle emissioni, ovvero delle concentrazioni degli inquinanti nel punto di scarico in atmosfera. Sono stati dunque stabiliti dei valori massimi di concentrazione di alcune sostanze ed è emersa una nuova esigenza di compatibilità ambientale al di là del controllo locale degli inquinanti. Infatti occorre controllare le emissioni totali in relazione ai problemi ecologici di carattere sovranazionale e giungere così alla stipula di protocolli a livello internazionale.
I protocolli internazionali finora sottoscritti riguardano:

- la riduzione delle emissioni globali di ossidi di zolfo (protocollo firmato a Helsinki nel 1985 e reso più stringente a Oslo nel 1994);
- la riduzione degli ossidi di azoto (protocollo firmato a Sofia nel 1988);
- la riduzione dei gas serra (l'anidride carbonica ne è il principale): questo problema è stato discusso nel dicembre 1997 alla conferenza intergovernativa di Kyoto, dove sono stati fissati obiettivi vincolanti sulle emissioni di CO_2. Per rispettare gli impegni assunti, l'Unione Europea si è impegnata nel periodo 2008-2012 a ridurre le proprie emissioni di gas ad effetto serra dell'8% rispetto al livello riscontrato nel 1990.

La legislazione italiana, recependo le nuove esigenze (direttiva CEE 609 del 24-11-1988), si è adeguata rapidamente.
Per i nuovi impianti termoelettrici, il Decreto Interministeriale dell'8 maggio 1989 ha fissato limiti puntuali alle emissioni di SO_2, NO_x e polveri dai singoli impianti. Per gli impianti esistenti lo stesso decreto ha imposto, in linea con la normativa comunitaria, limiti globali alle emissioni di SO_2 e NO_x dall'insieme degli impianti.
Successivamente il Decreto Interministeriale del 12 luglio 1990 ha stabilito limiti puntuali anche per gli impianti esistenti, ampliando le restrizioni ad un centinaio di altre sostanze: tali limiti sono entrati in vigore con gradualità in modo da essere applicati a tutto il parco delle centrali termoelettriche entro il 2002.
La tabella seguente riporta i valori limite delle emissioni imposti dalla normativa italiana per tutte le taglie di impianti termici, esistenti e di nuova costruzione.

Limiti di emissione [mg/Nm^3]

<table>
<tr><th colspan="2"></th><th colspan="2">IMPIANTI ESISTENTI</th><th colspan="5">NUOVI IMPIANTI</th></tr>
<tr><th></th><th>combustibili (*)</th><th><500 MWt</th><th>>500 MWt</th><th>50-100 MWt</th><th>100-200 MWt</th><th>200-300 MWt</th><th>300-500 MWt</th><th>>500 MWt</th></tr>
<tr><td rowspan="3">SO_2</td><td>solidi</td><td rowspan="3">1700</td><td rowspan="3">400</td><td>2000</td><td>2000-1600</td><td colspan="2">1600-400</td><td rowspan="2">400</td></tr>
<tr><td>liquidi</td><td colspan="2">1700</td><td colspan="2">1700-400</td></tr>
<tr><td>gassosi</td><td colspan="5">35</td></tr>
<tr><td rowspan="3">NO_x</td><td>solidi</td><td rowspan="3">650</td><td rowspan="3">200</td><td colspan="3">650</td><td>650-200</td><td rowspan="3">200</td></tr>
<tr><td>liquidi</td><td colspan="3">450</td><td>450-200</td></tr>
<tr><td>gassosi</td><td colspan="3">350</td><td>350-200</td></tr>
<tr><td rowspan="3">polveri</td><td>solidi</td><td rowspan="3">50</td><td rowspan="3">50</td><td colspan="5" rowspan="2">50</td></tr>
<tr><td>liquidi</td></tr>
<tr><td>gassosi</td><td colspan="5">5</td></tr>
</table>

(*) i valori di emissione si riferiscono a una percentuale di ossigeno negli effluenti gassosi del 3% per i combustibili liquidi e gassosi, del 6% per il carbone e dell'11% per gli altri combustibili solidi.

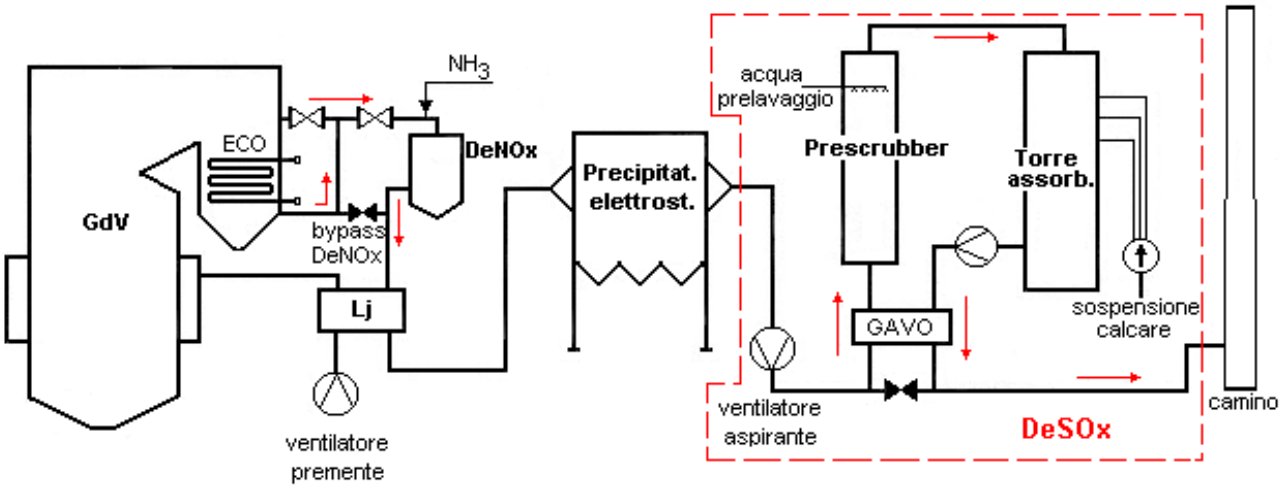
11.2. Riduzione degli ossidi di zolfo

Relativamente ai limiti puntuali precedentemente descritti, i valori massimi di emissione degli ossidi di zolfo, e in particolare dell'anidride solforosa, comportano due distinte modalità di interventi:

1. Interventi di tipo gestionale
   Essi consistono in interventi cosiddetti primari, cioè nell'impiego di combustibili con bassissimi tenori di zolfo (tenore massimo pari a 0,25% in peso), o nell'impiego combinato di gas naturale (che non contiene zolfo) ed olio avente tenore di zolfo più elevato dello 0,25% ma tale da garantire nella combustione mista olio-gas il rispetto della normativa senza dover ricorrere all'installazione di impianti di desolforazione.
2. Interventi di tipo impiantistico
   Essi comportano l'installazione di impianti di desolforazione dei fumi a valle della combustione.

L'ENEL, fin dal 1986 quando è stato varato il "Progetto Ambiente", ha adottato per le proprie centrali termoelettriche le seguenti modalità d'intervento:

- interventi di tipo gestionale nelle centrali in cui è previsto l'impiego di olio combustibile e gas naturale;
- interventi di tipo impiantistico (installazione di impianti di desolforazione) nelle centrali in cui è previsto l'impiego del carbone.
  Per gli impianti di desolforazione dei fumi è stato scelto il processo ad umido (calcare/gesso).



L'impianto di desolforazione (DeSOx) scelto dall'ENEL è composto dai seguenti sistemi:

- Sistema di pretrattamento dei fumi
  I fumi, in uscita dal precipitatore elettrostatico, pervengono ad uno scambiatore di calore rigenerativo (*GAVO – gas vorwärmer*) dove subiscono un primo raffreddamento. Essi vengono poi inviati ad un prescrubber per la saturazione con vapore d'acqua e per l'abbattimento del particolato residuo, dei cloruri e dei fluoruri presenti. Allo scopo di limitare i consumi di acqua industriale, nelle centrali costiere il circuito del prescrubber funziona ad acqua di mare.
- Sistema di assorbimento
  I fumi provenienti dal prescrubber entrano in una torre di assorbimento dove la SO_2 reagisce con il calcare, finemente macinato in sospensione acquosa, e dove successivamente avviene l'ossidazione forzata dei solfiti a solfato di calcio biidrato. Il circuito dell'assorbitore è reintegrato con acqua industriale allo scopo di limitare la concentrazione di cloruri nel circuito

stesso. I fumi desolforati vengono successivamente avviati, tramite un ventilatore, allo scambiatore di calore rigenerativo e quindi al camino.

- Sistema di preparazione del calcare
  In esso è preparata la sospensione acquosa di calcare finemente macinato.
  E' costituito da serbatoi di dissoluzione e da sistemi di dosaggio e alimentazione del calcare macinato.
- Sistema di filtrazione del gesso
  Ha lo scopo di disidratare la sospensione di gesso, prodotta nel fondo dell'assorbitore, per la successiva commercializzazione del gesso stesso[29]; è costituito da idrocicloni e filtri.
- Sistema di trattamento delle acque
  In esso vengono depurate le acque di lavaggio, prima di essere scaricate entro i limiti previsti dalla normativa.

Nel complesso, l'impianto di desolforazione assume dimensioni abbastanza consistenti in quanto, oltre al vero e proprio sistema di rimozione della SO_2, si compone dei relativi sistemi ausiliari (preparazione calcare, produzione gesso, trattamento spurghi).
L'installazione di un impianto di desolforazione, pur permettendo l'impiego di combustibili ad elevato tenore di zolfo, comporta quindi alcune problematiche di natura logistica ed operativa inerenti alla movimentazione dei solidi.
Infatti è necessario un notevole traffico veicolare per la movimentazione del calcare e del gesso prodotto; devono essere previste opportune aree di stoccaggio di tali materiali; devono infine essere previste anche le aree per lo stoccaggio dei fanghi prodotti nell'impianto di trattamento spurghi, prima del loro smaltimento finale in discariche autorizzate.
La quantità di solidi inerenti al processo di desolforazione è proporzionale alla quantità di SO_2 prodotta, ovvero alla quantità di combustibile impiegato e al tenore di zolfo in esso contenuto. Pertanto, in centrali termoelettriche di grande potenza, la quantità di solidi inerenti al processo può raggiungere valori elevati, soprattutto nelle centrali funzionanti ad olio combustibile con alto tenore di zolfo (ad esempio orimulsion).

A titolo di esempio, per un gruppo da 320 MW che funziona al massimo carico a carbone, ad olio combustibile ATZ o a orimulsion, il bilancio dei prodotti solidi in ingresso e in uscita dall'impianto di desolforazione è il seguente:

Sezione termoelettrica 320 MW	**Portata combustibile**	**Calcare in ingresso**	**Gesso in uscita**
Funzionamento a carbone (S=1%)	120 t/h	3,5 t/h	6 t/h
Funzionamento ad olio combustibile (S=3%)	70 t/h	6,8 t/h	11,9 t/h
Funzionamento a orimulsion (S=2,9%)	99 t/h	9,6 t/h	16,7 t/h

Il costo di un impianto di desolforazione del tipo unificato ENEL, installato in una sezione da 320 MW funzionante a carbone, si aggira intorno a $50 \cdot 10^6$ €.
Per calcolare il costo per kWh prodotto, si dovranno mettere in conto i costi fissi, comprendenti l'ammortamento e la manutenzione dell'impianto, e i costi di esercizio, comprendenti le spese per il personale addetto e quelle per i materiali impiegati (vapore ausiliario, acqua industriale, energia elettrica, calcare, smaltimento gesso).
Il costo risultante, per una produzione media annua di 1,9 TWh, è di circa 0,5 c€/kWh.

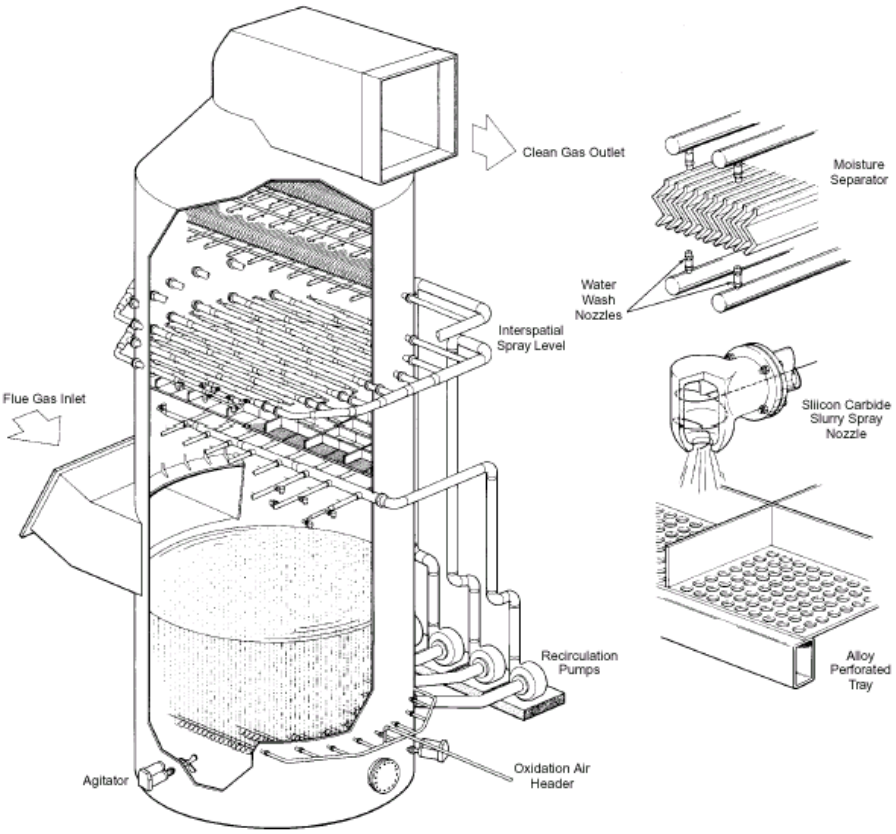
[29] Tale gesso può essere utilizzato come materiale da costruzione (pannelli per l'edilizia), come additivo nell'industria del cemento (funge da ritardante per la presa del cemento, permettendone il trasporto a grandi distanze senza solidificare), in agricoltura (come regolatore del pH dei terreni, fonte di calcio per specifiche colture o per modificare la composizione di terreni sabbiosi o argillosi), oppure può venire processato ulteriormente ad elemento aggregante.

11.2.1. Impianti di desolforazione

Esaminiamo i vari tipi di impianti di desolforazione dei fumi (FGD). Essi sono veri e propri impianti chimici in grado di trattare i fumi con reagenti che permettono di estrarre i composti solforati facendoli passare nei prodotti di risulta e limitandone quindi l'emissione al camino.
I processi di desolforazione principali sono:

- **Processi ad umido** (*wet scrubbers*): il reagente, generalmente calcare (ma in alternativa: calce, sodio, magnesio, ammoniaca o acqua di mare, a seconda della tecnologia specifica) è portato a contatto dei fumi in soluzione acquosa. L'assorbimento della SO_2 porta alla formazione di solfiti sotto forma di fanghi, che possono alternativamente venire posti a discarica oppure essere ossidati a solfati per la produzione di gesso o altri prodotti commerciabili.

Gli scrubber ad umido sono la tecnologia di desolforazione più ampliamente usata nel mondo.
Sorbenti a base di calcio, sodio e ammoniaca vengono iniettati, sotto forma di un composto acquoso (slurry) in una torre appositamente progettata; qui reagiscono con la SO_2 presente nei gas grezzi.
L'uso di un sorbente abbondantemente disponibile e poco costoso (il calcare), la produzione di prodotti di risulta riutilizzabili (il gesso), l'affidabilità e l'efficienza raggiunte (oltre il 90%) sono le caratteristiche principali di questa tecnologia.
Il principio di funzionamento di un desolforatore a calcare/gesso è semplice: il gas grezzo uscente dal precipitatore elettrostatico passa generalmente attraverso uno scambiatore di calore ed entra nella torre di assorbimento (salvo non essere prima lavato in una apposita torre di prelavaggio, il prescrubber); qui la SO_2 è rimossa per contatto diretto con una sospensione acquosa di calcare finemente macinato.



Torre di assorbimento ad umido

Il gas desolforato passa quindi attraverso un separatore di umidità (demister), riattraversa lo scambiatore di calore (generalmente uno scambiatore rotativo tipo Ljungström) ed è emesso nell'atmosfera attraverso il camino.

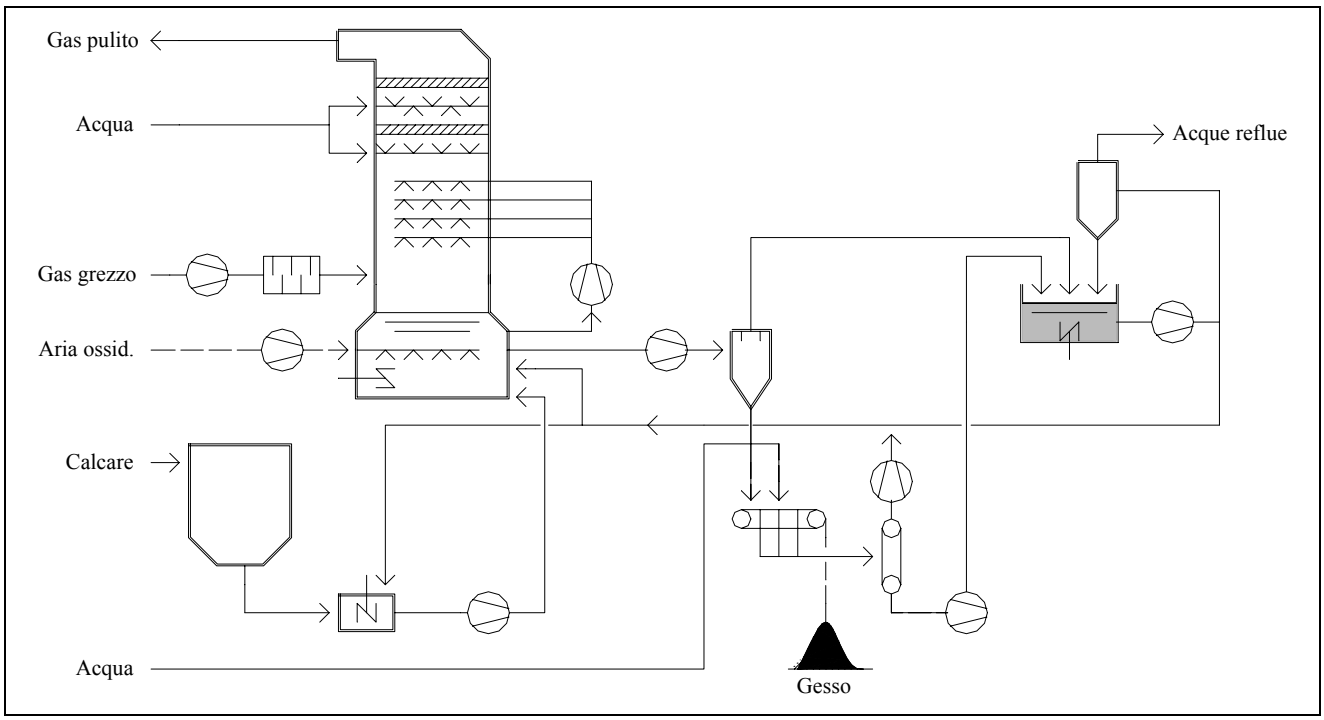


Diagramma di flusso schematico di un FGD calcare/gesso

I prodotti di reazione rimasti nell'assorbitore vengono invece investiti da un flusso di aria di ossidazione, nella parte inferiore della torre in cui si depositano, onde consentire la formazione di solfati ($CaSO_4$) dai solfiti ($CaSO_3$) precedentemente ottenuti; a questo punto vengono prelevati dal fondo della torre ed inviati ai processi di bonifica e smaltimento, onde ottenere gesso di qualità commerciabile e la minima quantità possibile di reflui da discarica.
Alternativamente, il solfito di calcio $CaSO_3$ non viene ossidato se non parzialmente e smaltito direttamente, sotto forma di una poltiglia tixotropica: tale processo, ampliamente utilizzato fino ad oggi in Germania e negli Stati Uniti vista la disponibilità di vaste cave, sta via via perdendo interesse data la necessità di grandi spazi per lo smaltimento di reflui non riutilizzabili.

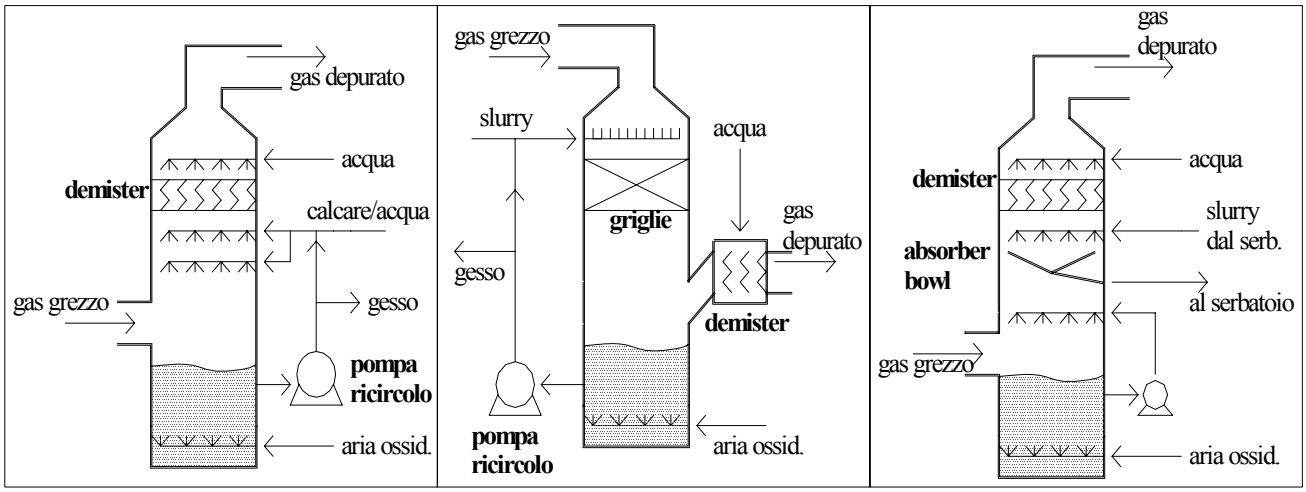
La complessiva reazione del processo di desolforazione è dunque la seguente:

$$CaCO_3 + SO_2 + 2H_2O = CaSO_4*2H_2O + CO_2$$

La configurazione del desolforatore ad umido prevede, come già accennato a seconda dei casi, la presenza di un prelavatore a monte dell'assorbitore vero e proprio. Questo elemento consente di lavare con acqua i fumi grezzi prima della reazione di assorbimento: si raffreddano così i fumi fino alla temperatura di saturazione, generalmente con acqua di mare quando disponibile (onde ottenere migliori prestazioni nell'assorbitore ed un minore consumo di acqua industriale durante il processo) e si assicura una maggiore qualità al gesso prodotto, eliminando con il lavaggio buona parte delle ceneri residue e parte del contenuto di cloruri.

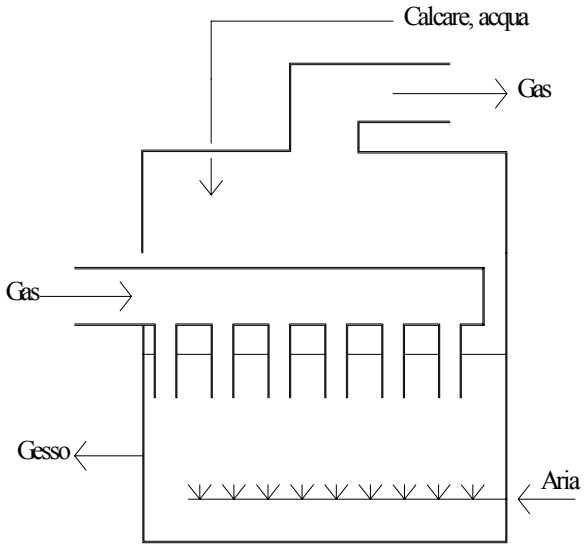
Per quanto riguarda invece la tipologia dell'assorbitore vero e proprio, la desolforazione ad umido offre questi schemi fondamentali:

- *torre a vuoto* (spray tower, metodo Bishoff): il liquido di slurry è introdotto nel vessel vuoto su più livelli attraverso ugelli atomizzatori che consentono il frazionamento del flusso in particelle minutissime; il gas grezzo è introdotto dal fondo della torre e, con moto ascendente, incontra le particelle liquide nella zona superiore della torre, dove avviene l'assorbimento; il gas procede poi verso lo sbocco superiore attraverso il demister, mentre le particelle di reazione precipitano nella zona inferiore del vessel, dove si raccolgono sotto forma di solfiti di calcio, ossidati poi a solfati dal flusso di aria introdotto nella soluzione. Il calcare fresco viene reintegrato nella zona inferiore e fatto ricircolare, attraverso apposite pompe, tramite gli ugelli spruzzatori.
- *torre a riempimenti* (packed tower, metodo Mitsubishi): la torre di assorbimento incorpora al suo interno delle griglie, impacchettate su più livelli, poste trasversalmente alla direzione del flusso del gas. Tali componenti hanno lo scopo di consentire un'omogenea distribuzione dello slurry lungo la superficie di passaggio della torre, onde ottenere una maggiore efficienza di rimozione; lo slurry, introdotto nella torre non più da ugelli atomizzatori ma da semplici condotti di distribuzione, cadendo per gravità incontra i pacchi di griglie e si distribuisce uniformemente su di essi; il gas, entrante dalla parte alta della torre in equicorrente con lo slurry, attraversando le griglie entra in intimo contatto con il liquido, consentendo elevati livelli di abbattimento. Nella zona inferiore della torre, infine, il gas fluisce verso i demister, mentre la poltiglia di solfiti di calcio si deposita accumulandosi sul fondo della torre per essere ossidata e trasformata in gesso.
- *torre a doppio stadio* (dual loop, metodo KRC): la torre è fisicamente divisa in due zone: la superiore dedicata all'assorbimento, l'inferiore all'ossidazione dei solfiti. Il flusso di gas è diretto dal fondo alla cima della torre, mentre lo slurry viene spruzzato da ugelli atomizzatori in controcorrente, come nella torre a vuoto, su diversi livelli di distribuzione, ricircolando il liquido raccoltosi sul fondo della torre e nel serbatoio di alimento calcare. La divisione fisica della torre è realizzata dall'*absorber bowl*, una vasca di raccolta ad imbuto, posta a metà altezza della torre, che raccoglie i solfiti della zona di assorbimento e li convoglia ad un serbatoio dedicato; il gas fluisce lungo la periferia della vasca di raccolta. La divisione in due stadi consente di ottimizzare i valori del pH, differenziandoli fra assorbimento (pH più alto) e ossidazione (pH più basso) per raggiungere maggiori livelli di efficienza del processo: tali valori sono ottenuti introducendo calcare di reintegro solo nel ciclo superiore (aumentando quindi il pH) e facendo semplicemente ricircolare lo slurry raccolto nel fondo della vasca nel ciclo inferiore.



Torre a vuoto ***Torre a riempimenti*** ***Torre a doppio strato***

- *Jet Bubbling Reactor* (JBR)



In tale sistema il gas è iniettato nello slurry attraverso numerosi condotti sommersi, mentre lo slurry di calcare è alimentato dalla parte superiore della struttura e l'aria di ossidazione è insufflata all'interno del bacino liquido di reazione; il gas trattato fluisce quindi verso l'alto attraverso condotti dedicati, passa attraverso un demister ed è rilasciato in atmosfera.
Il processo, sviluppato da Chiyoda Corporation sotto il nome di Chiyoda Thoroughbred, elimina pompe di ricircolo, collettori o diffusori dello slurry, minimizzando difficoltà operative e consumi di energia; il sistema raggiunge efficienze di rimozione del 95%.

Altri assorbitori ad umido
Sebbene il processo calcare/gesso (e calcare/discarica, pur in declino) rappresenti la grande maggioranza dei processi ad umido in esercizio, condizioni particolari di processo consentono l'uso di altri reagenti alternativi, pur tuttavia simili per quanto concerne lo schema processuale a quanto finora già illustrato:

- *Processi ad ossidi di magnesio e di sodio*: raggiungono alte efficienze di rimozione della SO_2 bruciando carboni con medio–alto contenuto di zolfo; richiedono però la messa a discarica dei prodotti di risulta.
- *Processi a base di ammoniaca*: adatti a carboni con bassi livelli di zolfo e cloridi, raggiungono alte efficienze di rimozione e, dove esiste un mercato adatto, consentono di abbassare i costi totali attraverso la vendita dei prodotti di risulta. La SO_2, assorbita da ammoniaca acquosa, dà infatti luogo a solfato di ammonio, utilizzabile come fertilizzante.

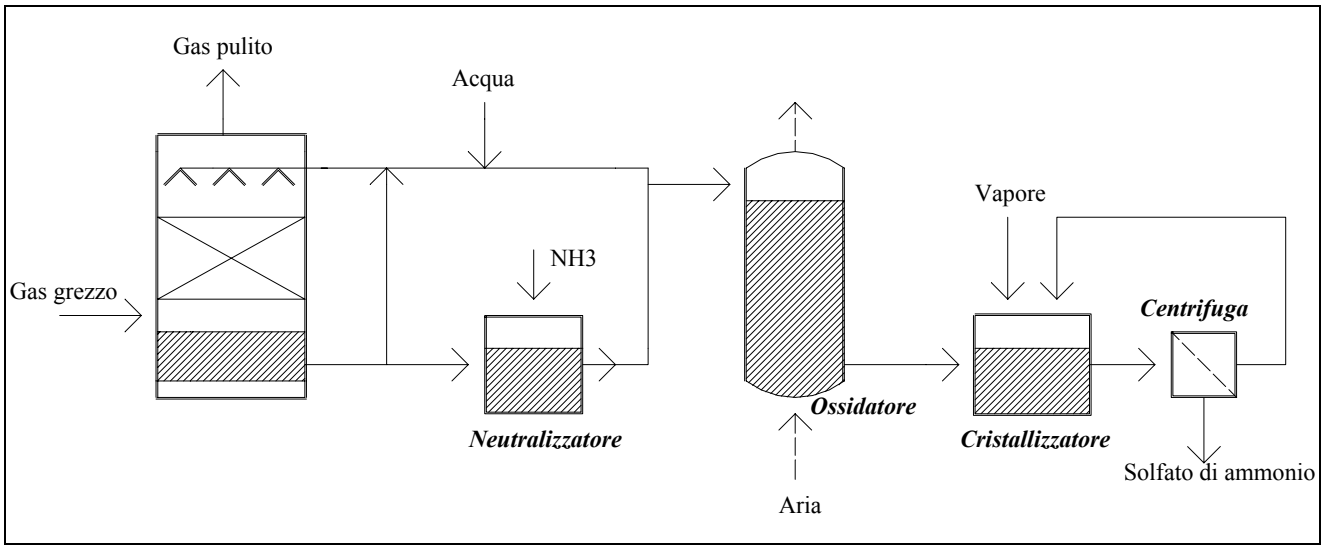
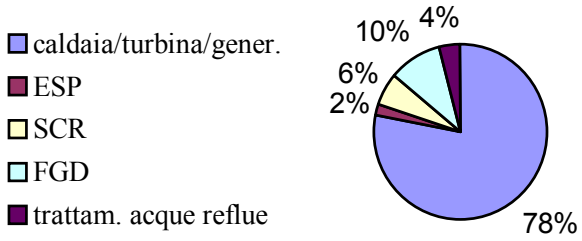


Diagramma di flusso del processo di assorbimento Walther

Il principale tra i processi a base di ammoniaca è il sistema denominato Amasox, precedentemente noto come *processo Walther*: in tale processo l'iniezione di uno spray di ammoniaca in forma acquosa produce solfito di ammonio, ossidato successivamente a solfato. La soluzione di sale di ammonio dall'assorbitore è poi concentrata in un'unità di evaporazione. Il prodotto finale è fertilizzante commerciabile.
Tale processo è stato sperimentato sull'impianto ENEL di Sulcis, utilizzante carbone con alto contenuto di zolfo, nella prima metà degli anni '90.

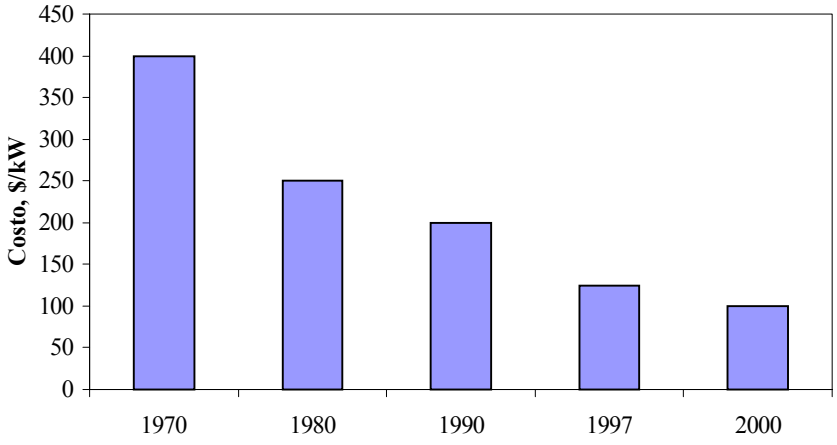
- *Processi ad acqua di mare*: l'acqua di mare è alcalina in natura e contiene bicarbonati, il che indica un'alta capacità di rimozione della SO_2. Nel processo, la SO_2 è assorbita nella forma di ioni solfato, i quali sono un naturale costituente dell'acqua marina; dopo il lavaggio dei fumi l'acqua utilizzata è trattata con aria per ridurne l'acidità e quindi scaricata di nuovo in mare. Sistemi avanzati di abbattimento con acqua di mare possono raggiungere efficienze di rimozione fino al 95%, bruciando carbone con meno dell'1% di contenuto di zolfo.

Il continuo sviluppo della tecnologia degli assorbitori ad umido ha permesso una progressiva riduzione dei costi di tale equipaggiamento; una stima dei costi medi di esercizio e manutenzione di un impianto tipico di potenza quantifica nel 10% la spesa complessiva per la desolforazione del gas. Si comprende quindi come la riduzione dei costi ambientali sia un elemento essenziale per il pieno inserimento di tali dispositivi in tutti gli impianti di generazione che lo richiedano, come per l'ottenimento di condizioni più favorevoli per l'utilizzo della economica fonte carbonifera.



Costi operativi di un impianto di potenza, incluso il controllo ambientale

Se negli anni '70 il costo di investimento medio degli FGD ad umido era approssimativamente di 400 $ per kilowatt di potenza generata, la maturazione della tecnologia, lo sviluppo di nuovi materiali resistenti alla corrosione, l'aumento nell'utilizzazione dei sorbenti ha portato ad una riduzione del costo della desolforazione al termine del secolo scorso fino a 100 $/kW, ovvero ad una contrazione dei costi del 70%.



Costi di capitale per nuovi sistemi FGD

- ⇨ **Processi a semisecco** (*spray dry scrubbers*): ancora il reagente si presenta in soluzione acquosa, ma il contenuto di acqua è limitato in modo da consentire l'evaporazione completa della parte acquosa e l'ottenimento di un prodotto di risulta in polvere.

Rappresentano il secondo più popolare metodo di desolforazione di fumi; in generale, questi processi utilizzano solo sorbenti a base di calcio, ovvero calce (CaO) oppure idrossido di calcio ($Ca(OH)_2$).

Come già anticipato, la definizione di semi-secco deriva dall'utilizzo di una soluzione acquosa, dosata però in modo tale da consentire la completa evaporazione dell'acqua all'interno del vessel di assorbimento, così da poter trattare, come materiale di risulta, polvere secca. Lo slurry di calce è atomizzato nel reattore sotto forma di particelle finissime; il calore del gas consente quindi l'evaporazione dell'acqua. Il tempo di permanenza consente alla SO_2 e alle altre sostanze (SO_3 e HCl) di reagire con la calce per formare una miscela secca di solfati e solfiti.

Il fatto che l'acqua evapori completamente consente di eliminare le apparecchiature per il trattamento dell'acqua di lavaggio, mentre sono richiesti efficienti sistemi di controllo e raccolta del particolato, quali i precipitatori elettrostatici ed i filtri a manica, data la natura polverulenta dei residui.

L'efficienza dei processi a semisecco in uso raggiunge rimozioni oltre il 90%, con punte fino al 95%; tali sistemi sono particolarmente adatti per impianti di piccola–media taglia (fino approssimativamente ai 200 MWe) con carboni a medio tenore di zolfo. Per impianti più grandi è richiesto l'uso di assorbitori in parallelo, per far fronte alla totalità del gas da depurare.

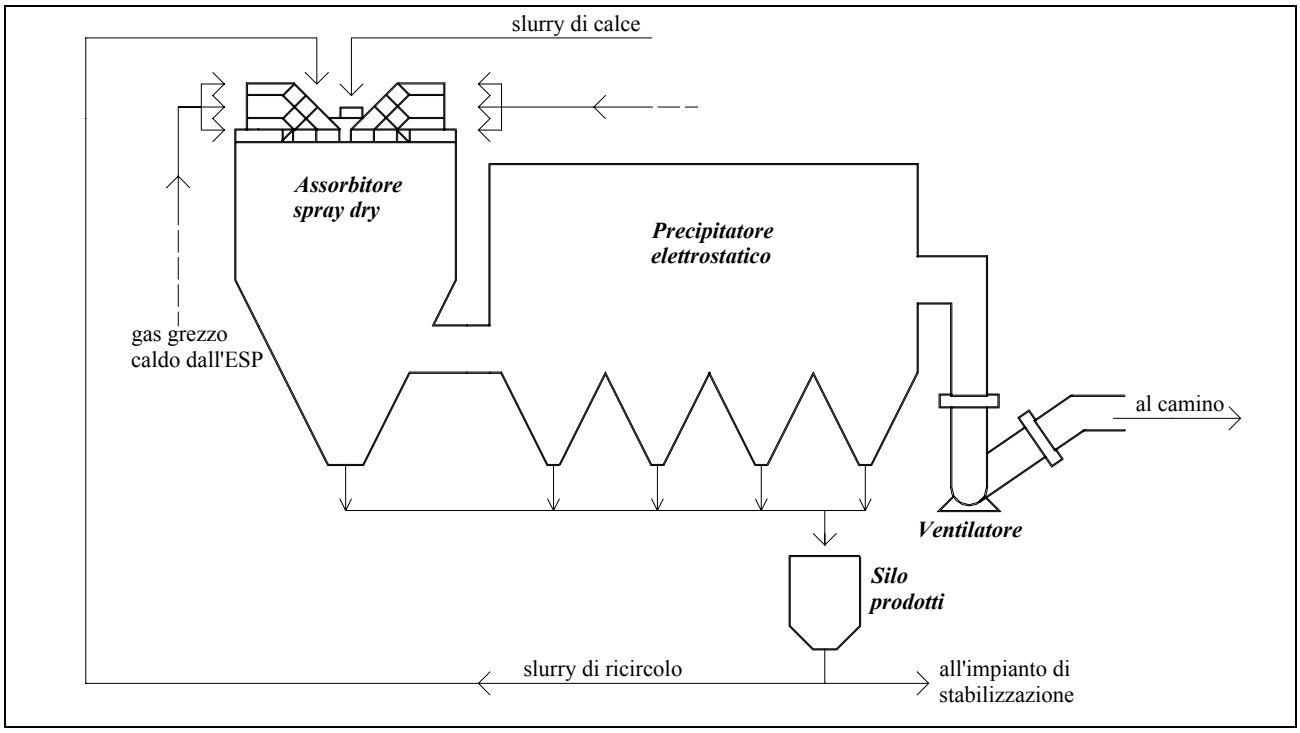


Diagramma di flusso di un assorbitore a semisecco

Nell'assorbitore di figura, il gas penetra nella torre in equicorrente con il latte di calce, frazionato in ingresso da un atomizzatore rotativo. Dopo la reazione, i fumi raggiungono un precipitatore elettrostatico a 4 elementi dove si raccoglie il particolato, contenente lo zolfo raccolto; parte del prodotto di risulta è rinviato al processo, il resto è raccolto per la messa a discarica.

- ⇨ **Processi a secco** (*dry scrubbers*): il reagente è calce allo stato di polvere secca. La reazione con l'anidride solforosa determina la formazione di composti che, sotto forma di polveri, vengono recuperati tramite elettrofiltri o filtri a manica come previsto per il trattamento standard delle polveri da combustione. L'iniezione del reagente può avvenire direttamente in caldaia o nei condotti fumi, o in alternativa in una camera di reazione dedicata (come per i processi ad umido): si parla in questo caso di processi CFB (*circulating fluid bed dry scrubbers*)

In tali processi, caratterizzati dall'utilizzo di reagente (generalmente a base di calcio) direttamente in polvere, si possono distinguere due famiglie: in un primo caso l'iniezione avviene direttamente nell'impianto di generazione, in punti strategici (e in questa categoria rientrano anche quei processi definiti "durante la combustione"); un secondo metodo prevede la realizzazione di un reattore a sé stante, dove trattare i fumi grezzi.

L'iniezione di reagenti nell'impianto può avvenire in diversi punti.
A tale proposito possono essere distinte quattro tipologie di intervento:

- ⇨ *Iniezione in caldaia*: un sorbente secco in polvere (calcare o calce idrata) è iniettato nella parte alta della camera di combustione per reagire con la SO_2, in un punto dove la temperatura è compresa tra 750 e 1250 °C. Mentre il gas attraversa la zona convettiva della caldaia, il sorbente reagisce con la SO_2 e l'ossigeno a formare $CaSO_4$; questo, in seguito, è captato dai filtri dell'impianto insieme al particolato e alle ceneri volanti. L'importanza dell'individuazione dell'intervallo di temperatura è dettata dal fatto che sopra i 1250 °C la struttura del reagente viene irrimediabilmente compromessa, mentre al disotto dei 750 °C la reazione non avviene neppure. L'efficienza di rimozione può essere superiore al 50%, con un rapporto Ca/S (quantità di reagente rispetto al contenuto di zolfo del gas) di 2, utilizzando calce. L'uso del calcare, come già avviene nel caso di assorbimento ad umido, diminuisce l'efficienza. Condizioni sperimentali particolari hanno dimostrato la possibilità di raggiungere anche con tale processo rimozioni del 95%.
- ⇨ *Iniezione nell'economizzatore*: la calce idrata è iniettata nel flusso di gas nella zona dell'economizzatore, dove la temperatura è compresa fra i 300 e i 650 °C. In tale caso l'idrossido di calcio reagisce direttamente con la SO_2, essendo la temperatura troppo bassa per disidratarlo completamente. Il prodotto di risulta non è più $CaSO_4$, ma solfito $CaSO_3$.
  Attualmente non ci sono ancora utilizzazioni commerciali di tale metodo.
- ⇨ *Iniezione nei condotti*: il proposito è quello di distribuire il sorbente uniformemente ed in modo diffuso nei condotti gas, dopo il preriscaldatore, dove la temperatura è intorno ai 150 °C, umidificando il gas con acqua se necessario. La reazione con l'anidride solforosa avviene nei condotti, ed i prodotti della reazione vengono catturati dai filtri a valle. Con questo tipo di processo si ottengono efficienze di rimozione superiori all'iniezione in caldaia, intorno all'80%.
- ⇨ *Iniezione ibrida*: rappresenta una combinazione delle già viste iniezioni in caldaia e nei condotti, allo scopo di ottenere utilizzazioni maggiori del sorbente e efficienze più elevate.
  I principali trattamenti applicati al processo di iniezione in caldaia sono:
  - Iniezione di un secondo sorbente (composti di sodio) nei condotti;
  - Umidificazione in un vessel specifico, volto a riattivare la calce rimasta inattiva, incrementando i livelli di rimozione fino a valori sopra il 90%.

Per quanto riguarda invece l'uso di reattori dedicati all'assorbimento a secco, essi vanno sotto il nome di scrubber a letto fluido. In tali processi (CFB, *Circulating Fluid Bed Scrubbers*) il principale reagente è la calce idrata $Ca(OH)_2$, mentre la risulta è composta da una miscela di solfiti e solfati di calcio da porre a discarica.

Il reagente, composto da una miscela di calce idrata, prodotti di reazione e ceneri volanti, è introdotto direttamente nel reattore, con l'aggiunta di acqua, onde portare il processo vicino alla temperatura adiabatica di saturazione. L'assorbitore è posizionato a valle dello scambiatore di calore rigenerativo e generalmente a monte dei filtri per il particolato.

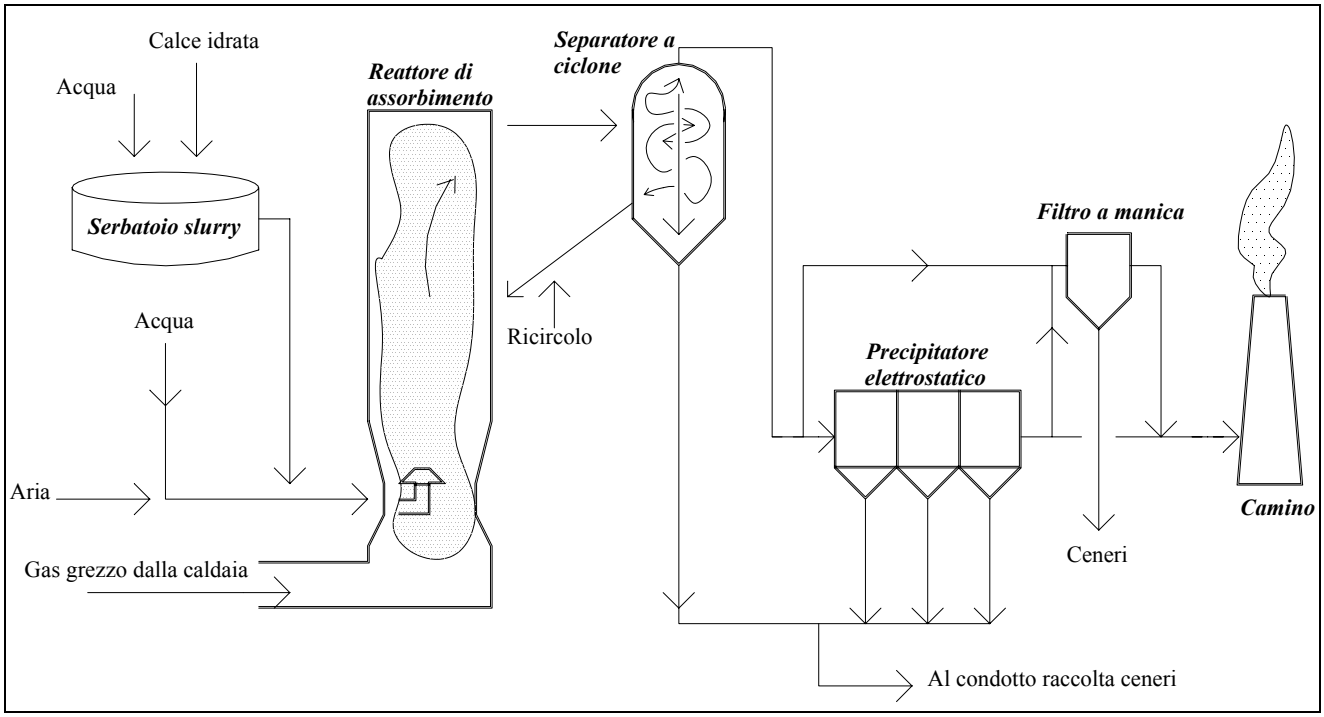


Diagramma di flusso del processo di assorbimento a secco CFB

Il gas entra nel reattore dal fondo e fluisce verticalmente lungo il cilindro di reazione; nello stesso tempo, dalla base vengono introdotti il materiale ricircolato, il reagente fresco e l'acqua di umidificazione. Il gas parzialmente pulito esce dal reattore verso un separatore a ciclone, quindi attraversa un precipitatore elettrostatico dove il particolato viene catturato.
Le principali reazioni chimiche del processo CFB sono dunque:

$$Ca(OH)_2 + SO_2 = CaSO_3{*}½H_2O + ½H_2O$$
$$Ca(OH)_2 + SO_2 + ½O_2 + H_2O = CaSO_4{*}2H_2O$$

Il processo raggiunge efficienze di rimozione del 93 – 97% con un rapporto Ca/S di 1,5.

- ⇨ **Processi rigenerativi**: il reagente utilizzato, una volta assorbita la SO_2, viene riprocessato per il suo recupero, chimicamente o termicamente; il prodotto di risulta è SO_2 concentrata, trasformata in zolfo puro o acido solforico destinabile alla commercializzazione

Nei processi di desolforazione rigenerativi il sorbente è dunque rigenerato, chimicamente o termicamente, e riutilizzato. Questi processi utilizzano reagenti a base di sodio (Na_2SO_3) o magnesio (MgO), mentre il prodotto di reazione, zolfo o acido solforico (H_2SO_4), una volta recuperato dai gas grezzi, può essere venduto, contribuendo parzialmente a ridurre gli alti costi di impianto che tale tecnologia richiede.
Pur non richiedendo la messa a discarica dei reflui e producendo acque di scarico in misura limitata, i processi rigenerativi necessitano generalmente di un prelavatore per il controllo dei cloridi, onde offrire al mercato zolfo di buona qualità, hanno elevati costi di capitale ed elevato consumo di energia: va infatti messo nel conto, oltre al processo di desolforazione, anche quello inverso di estrazione successiva dei composti di zolfo dal prodotto di reazione per il recupero chimico del reagente.
Certamente la più diffusa tecnologia a rigenerazione è il processo *Wellman–Lord*: la SO_2 è separata dal gas tramite una soluzione acquosa di solfito di sodio; la susseguente rigenerazione del reagente produce un flusso di anidride solforosa concentrata che può essere convertita in un prodotto commerciabile, come SO_2 liquida, acido solforico o zolfo.
Un tipico diagramma di processo è mostrato in figura:

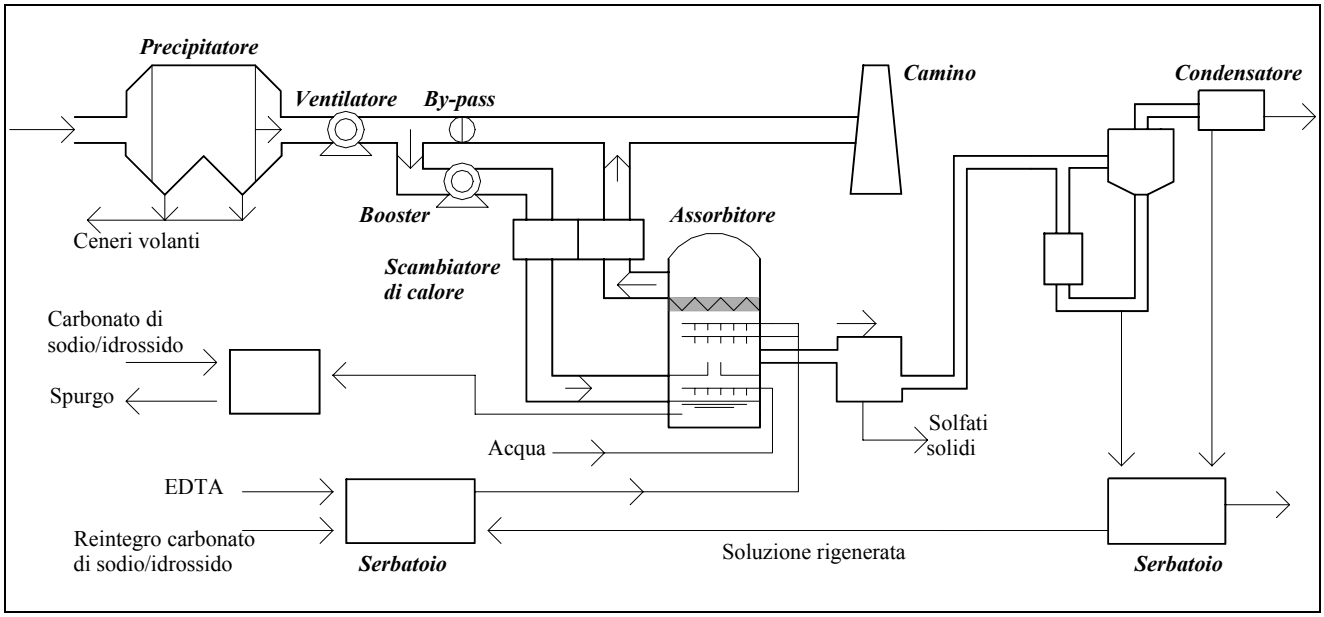


Diagramma di flusso del processo Wellman-Lord

Come si può notare, la fisionomia del processo è simile a quella del calcare/gesso.
Spesso si pone un prelavatore a monte dell'assorbitore per la rimozione dei cloridi, interferendo questi con il processo di assorbimento.
Le reazioni chimiche generali del processo Wellman- Lord sono le seguenti:

- assorbimento della SO_2:

$$Na_2SO_3 + H_2O + SO_2 = 2NaHSO_3$$

- rigenerazione del sorbente e recupero della SO_2:

$$2NaHSO_3 + calore = Na_2SO_3 + H_2O + SO_2$$

Il processo Wellman –Lord può raggiungere efficienze di rimozione superiori al 98% con carboni ad alto tenore di zolfo.

- ⇨ **Processi combinati**: diversamente dai processi tradizionali visti sopra, dove desolforazione e denitrificazione avvengono in due passaggi distinti, i processi combinati provvedono in un'unica fase alla rimozione contemporanea dei due inquinanti.

Sebbene esistano poche applicazioni industriali di rimozione combinata, date complessità e costi molto elevati del processo, la possibilità di raggiungere buoni livelli di abbattimento degli inquinanti con un costo minore di quello delle due tecnologie convenzionali garantisce a tale metodologia una buona prospettiva di sviluppo. Vale la pena di sottolineare come il processo sia commercialmente applicabile, in termini di convenienza economica, in condizioni nelle quali l'impianto risulti privo di entrambi i processi di depurazione dei gas, non essendo in caso contrario comparabile con il solo impianto di desolforazione.

La grande varietà e complessità di tali sistemi non consente una classificazione pratica di tali metodi sotto determinate specifiche; le principali tecnologie adottate sono:

- *Assorbimento/rigenerazione solida* con uso di sorbenti quali carbone attivo, CuO, Na_2SO_4, NH_3. Il sorbente/catalizzatore solido assorbe/reagisce con SO_2/NO_x nel gas; il sorbente è rigenerato per il riutilizzo.
- *Sistemi catalitici gas/solido* con uso di sorbente NH_3.
- *Irradiazione a fascio elettronico* (EBA): prevede l'uso di sorbente NH_3. Combina l'utilizzo di ammoniaca e ionizzazione con fasci elettronici, in quanto la prima funge da catalizzatore per gli ossidi di azoto, la seconda accelera l'ossidazione di SO_2 a SO_3 gassosa.
- *Iniezione di alcali* che usano sorbenti $NaHCO_3$ o sali organici di calcio.
- *Assorbitori combinati a umido* SO_2/NO_x con uso di sorbente calcare, solfato di potassio (K_2SO_3), calce con magnesio.

E' possibile infine tracciare uno schema riassuntivo, in grado di evidenziare le peculiarità di ogni singolo processo e di fornire un confronto immediato tra le diverse opzioni possibili:

Caratteristiche e parametri delle tecnologie FGD più utilizzate						
	Sorbente	Prodotto di reazione	Efficienza standard	Consumo di energia	Caratteristiche carbone	Caratteristiche tecniche
Umido calcare/gesso	Calcare $CaCO_3$	Gesso $CaSO_4$ commerciabile	98 %	1 – 2 %	Contenuto di zolfo basso-alto (>1%)	richiesto ITAR (Imp. Trattam. Acque Reflue); consumo acqua ind.le 700.000 m^3/anno
Umido calcare/refluo	Calcare $CaCO_3$	Solfiti/solfati $CaSO_3/CaSO_4$ a discarica	98 %	1 – 2 %	Contenuto di zolfo basso-alto (>1%)	richiesto ITAR; refluo a discarica
Umido sodio-magnesio	Base sodio Na_2CO_3, magnesio MgO	Refluo a discarica	95 %	1 – 2 %	Contenuto di zolfo medio-alto (>1%)	richiesto ITAR; refluo a discarica
Umido ammoniaca Walther	Base ammoniaca NH_3	Solfato di ammonio $(NH_4)_2SO_4$ commerciabile	98 %	1 – 2 %	Contenuto di zolfo basso-alto (>1% per il processo Walther)	alto costo impianto; basso costo esercizio
Umido JBR	Calcare $CaCO_3$	Gesso $CaSO_4$ commerciabile	95 %	0,7 - 0,9 %	Contenuto di zolfo alto (2,5%)	basso costo impianto; basso costo esercizio; potenza fino 1000 MW
Umido acqua di mare	Acqua di mare	Acqua di mare (con aumento solfati 1-3%)	95 %	1 – 2 %	Contenuto di zolfo basso (<1%)	richiesto ITAR prima di scarico in mare; applicabilità solo in zone costiere; consumo acqua ind.le 1.000 m^3/anno
Semisecco	Calce CaO, idrossido di calcio $Ca(OH)_2$	Polvere di solfiti/solfati a discarica	90 %	0,5 – 1 %	Contenuto di zolfo basso (<1%)	assenza ITAR; refluo a discarica; alto costo esercizio; potenza limite 200 MW
Secco–iniezione di sorbente	Calcare $CaCO_3$, calce idrata $Ca(OH)_2$	Polvere di solfiti/solfati a discarica	caldaia: 50 % condotti 80 % ibrido 90 %	< 0,5 %	Contenuto di zolfo basso (<1%)	assenza ITAR; refluo a discarica; basso costo impianto; eccellente retrofitting
Secco–CFB	Calce idrata $Ca(OH)_2$	Polvere di solfiti/solfati a discarica	93 - 97 %	< 0,5 %	Contenuto di zolfo medio-alto (>1%)	assenza ITAR; refluo a discarica; tecnologia semplice; alto costo esercizio; basso costo impianto
Rigenerativi	Base sodio Na_2SO_3, magnesio MgO	Zolfo puro, acido solforico H_2SO_4 commerciabili	> 95 %	0,1 – 3,5 %	Contenuto di zolfo basso (<1%) Wellman-Lord >1%	tratt. acque ridotto; richiesto trattamento termico; alto costo impianto

11.3. Riduzione degli ossidi di azoto

I limiti puntuali imposti alle emissioni di ossidi di azoto sono tali da richiedere, sia per il funzionamento a carbone che per quello ad olio combustibile e a gas, modifiche ai sistemi di combustione delle centrali termoelettriche e, in alcuni casi, l'adozione di denitrificatori.
La concentrazione limite di 200 mg/Nm^3, valida per gli impianti con potenza superiore a 500 MW termici, è calcolata sui fumi secchi riferiti ad un contenuto di ossigeno pari al 6% nel funzionamento a carbone e al 3% nel funzionamento ad olio e gas.

Nei processi di combustione vengono originati NO_x sostanzialmente di tipi:

- NO_x termici
  Il primo cammino di reazione porta alla formazione di NO partendo dall'ossigeno e dall'azoto dell'aria di combustione. Le reazioni più importanti sono le seguenti:

$$O + N2 \leftrightarrow NO + N$$
$$O2 + N \leftrightarrow NO + O$$

  La prima reazione ha un'energia di attivazione molto alta: l'ossido nitroso si forma con velocità apprezzabile solo ad alta temperatura e solo se sono presenti atomi di ossigeno. La seconda reazione è invece molto veloce anche a temperatura più bassa, ma per procedere ha bisogno dell'atomo di azoto che esiste solo come prodotto della prima reazione.
  Si può notare infatti che gli atomi di azoto e di ossigeno fanno la spola tra una reazione e l'altra. Questo tipo di meccanismo diventa quindi importante con eccessi d'aria di una certa entità e ad elevata temperatura ed è quello principale nella combustione di gas.
- NO_x istantanei
  Il secondo cammino, che diventa importante qualora il combustibile sia olio o carbone, è quello che vede l'azoto atmosferico fissato da frammenti idrocarbonici che rapidamente si traformano in cianogeni i quali in atmosfera ossidante originano l'ossido nitrico. Per la rapidità con cui questa via è percorsa, la frazione di ossidi di azoto così formatasi è denominata "istantanea".
  Questo meccanismo di reazione è inoltre favorito in zone a bassa temperatura ricche di combustibile ed è molto importante nella combustione a gas.
- NO_x da combustibile
  Il terzo cammino di reazione vede reagire i composti azotati contenuti nel combustibile, in genere sotto forma di composti eterociclici. I prodotti intermedi di reazione sono sempre cianogeni, ossicianogeni o composti ammoniacali, che in atmosfera ossidante danno luogo a ossido nitrico. Questo cammino è quello che genera l'aliquota maggiore degli ossidi di azoto che si formano nella combustione di carbone.
  Se si assicura un'atmosfera riducente, i precursori organici degli ossidi di azoto possono, attraverso meccanismi complessi, trasformarsi in azoto atmosferico, entrando così in competizione con le reazioni di formazione degli ossidi di azoto.
  Negli oli pesanti, il contenuto di azoto può variare da 0,2% a 0,7% in peso (il valore di riferimento nei progetti ENEL è 0,6%). Nella combustione di olio pesante si può stimare, oltre un valore di base non abbattibile, una quota di NO_x da combustibile pari a circa 50 mg/Nm^3 per ogni 0,1% di azoto nell'olio di partenza.

La formazione degli NO_x in camera di combustione e la loro presenza nei fumi in uscita dalla caldaia dipende dunque sia dalla natura e composizione del combustibile, sia dalle condizioni della combustione. Pertanto il controllo della combustione consente anche il controllo, all'origine, delle emissioni di NO_x.

In generale le forme di intervento, cui si fa ricorso per attuare il controllo della formazione degli ossidi di azoto, utilizzano uno o più dei seguenti principi:

- riduzione delle temperature massime di combustione e dei tempi di permanenza del combustibile nelle zone calde (limitazione degli ossidi di azoto termici);
- riduzione del tenore di ossigeno nelle zone di combustione (limitazione degli ossidi di azoto termici e da combustibile).

Le tecniche utilizzate allo scopo vengono chiamate "interventi primari di denitrificazione" e vanno da quelle che permettono di realizzare una combustione con bassi eccessi d'aria (modificando le condizioni di funzionamento della combustione in modo da diminuire la concentrazione dell'ossigeno nelle zone di fiamma), all'utilizzo di speciali bruciatori a bassi NO_x (*"Low NOx burners"*), fino alla modifica della geometria della camera di combustione delle caldaie.
I bruciatori a bassi NO_x permettono una riduzione sostanziale delle emissioni: il loro effetto è quello di diminuire la temperatura di fiamma, regolare l'afflusso di ossigeno e creare delle zone riducenti all'interno della fiamma in modo da contrastare la formazione degli NO_x.[30]
La modifica della geometria della camera di combustione che, a differenza delle altre tecniche citate, è difficile da ottenere negli impianti già installati, è invece possibile per nuovi progetti e permette di diminuire le temperature nella zona di combustione tramite un opportuno dimensionamento del volume della camera di combustione (e quindi dello scambio per irraggiamento con le pareti della stessa).
E' possibile regolare le concentrazioni di ossigeno attraverso tecniche di frazionamento dell'aria comburente (*OFA – over fire air*), ricircolo parziale dei fumi di combustione nelle casse d'aria (*gas mixing*) e immissione del combustibile per stadi (*reburning*).
E' inoltre da ricordare una tecnologia di rimozione degli NO_x che prevede l'iniezione in caldaia di prodotti ammoniacali (ammoniaca o urea) e che va sotto il nome di *SNCR* (*selective non catalytic reduction*). Il prodotto ammoniacale permette la rimozione di una certa parte degli NO_x presenti nei fumi di combustione attraverso una loro riduzione ad azoto molecolare e acqua.

L'impiego degli interventi primari consente tuttavia una limitazione delle emissioni di NO_x solo a determinati livelli. Essi non sempre sono sufficienti per scendere al di sotto del limite di 200 mg/Nm^3, in particolare negli impianti a carbone: è allora necessario ricorrere ad altri interventi, che vanno sotto il nome di "interventi secondari di denitrificazione".
Fra le tecnologie degli interventi secondari la più sperimentata è la *SCR* (*selective catalytic reduction*), già applicata su larga scala in campo mondiale su più di 200 impianti per una potenza totale superiore a 60 GW.
La tecnologia SCR prevede l'iniezione di ammoniaca nei fumi in uscita dalla caldaia: l'ammoniaca reagisce a temperature di circa 300÷400°C con gli NO_x, presenti nei gas di combustione, per ridurli ad azoto molecolare ed acqua. La reazione, piuttosto lenta, è favorita dalla presenza di un catalizzatore, alloggiato in un'apposita struttura (reattore SCR). In un tipico impianto termoelettrico i fumi hanno temperature favorevoli alla reazione quando raggiungono il preriscaldatore d'aria (Ljungström) per cui l'installazione dei sistemi SCR è prevista generalmente a monte dello stesso, anche in impianti esistenti.
Il processo SCR non porta alla formazione di alcun prodotto da smaltire; l'ammoniaca che non ha reagito è presente nei fumi in poche parti per milione e non comporta alcuna problematica di tipo ambientale.

[30] I bruciatori a bassa produzione di NO_x di prima generazione puntavano unicamente su una riduzione dei picchi di temperatura in fiamma per inibire la formazione degli ossidi di azoto atmosferici. In seguito, la scoperta degli altri cammini di reazione ha spinto alla realizzazione di bruciatori in grado di produrre sia zone riducenti che ossidanti, per realizzare all'interno delle fiamme situazioni che favoriscano reazioni di riduzione, nelle quali il prodotto finale è azoto libero, in competizione con quelle di formazione dell'ossido.

Le scelte operate dall'ENEL, per l'adeguamento degli impianti in funzione alla data di emanazione del limite di legge per gli ossidi di azoto, sono state in linea con quanto realizzato nel campo dei processi di denitrificazione dalle più importanti società elettriche tedesche e giapponesi, che per prime li hanno applicati.
Nelle sezioni da 320 MW il tenore di NO_x nei fumi di combustione arrivava, per caldaie di vecchia generazione, fino a 1400÷1500 mg/Nm^3 nella combustione a carbone e 800÷1000 mg/Nm^3 nella combustione a olio.
Valori più bassi si riscontravano nelle caldaie più moderne o dotate di bruciatori tangenziali.
Così in alcune situazioni impiantistiche si è riusciti a scendere sotto il limite di legge adottando solo interventi di denitrificazione primari; in altre situazioni si è invece dovuto ricorrere all'installazione di sistemi SCR.
Soprattutto nella combustione di olio o gas è stato possibile raggiungere il limite di 200 mg/Nm^3 in caldaie a bassi carichi termici, dotandole di sistemi di combustione a bassi NO_x (bruciatori Low NOx, gas mixing, OFA).
Nella combustione a carbone è stato invece necessario l'impiego di interventi secondari.

11.3.1. Interventi primari di denitrificazione

Sono di seguito descritti i principali interventi primari di denitrificazione.

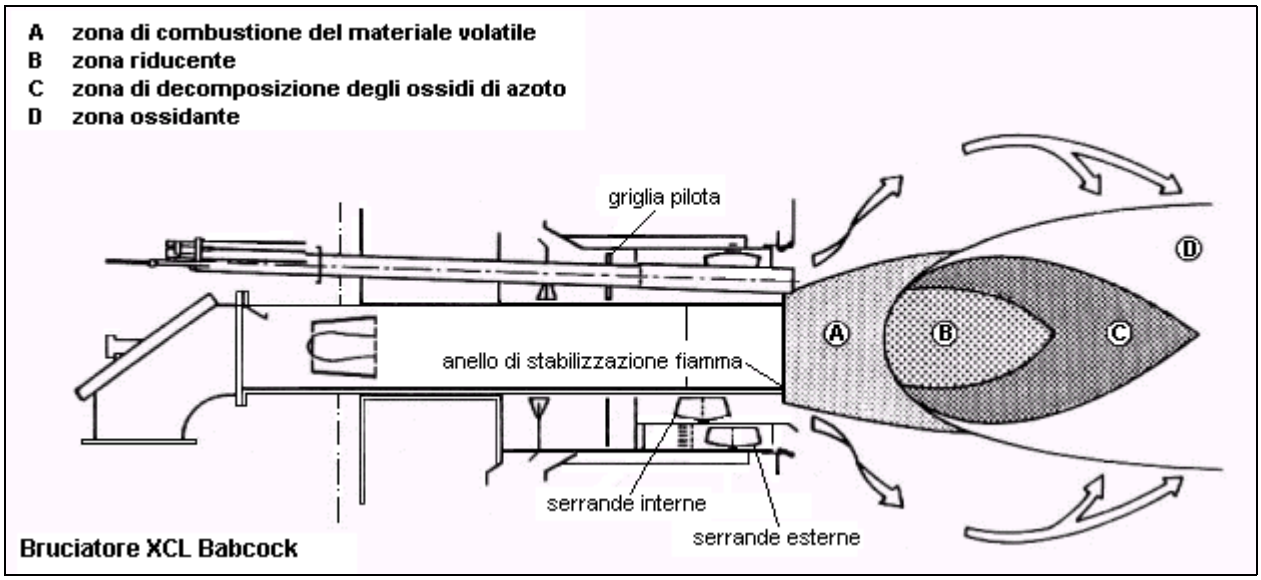
A) *Postcombustione*
La riduzione della temperatura di combustione è una possibile via per il contenimento degli NO_x, poiché limita la formazione di quelli di origine termica.
Nella pratica industriale, per ottenere questo risultato, esistono due possibilità: la ricircolazione dei fumi e la combustione a stadi.

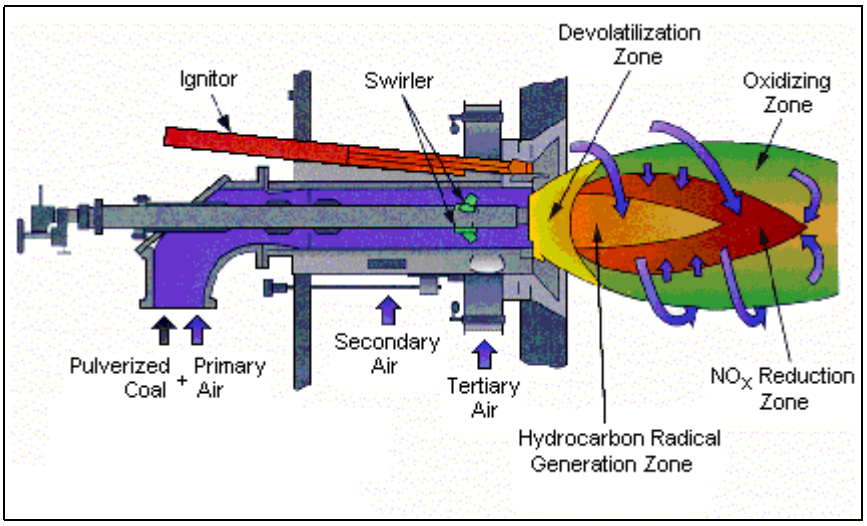
1. Ricircolazione dei fumi (*gas mixing*)
   La ricircolazione dei fumi consiste nel diluire l'aria comburente con i gas in uscita dalla caldaia; così facendo si abbassa la pressione parziale dell'ossigeno, riducendo la velocità di combustione, e si aumenta la concentrazione di gas inerti, diminuendo la temperatura di fiamma.
   L'abbattimento degli ossidi di azoto ottenibile con questa tecnica è molto elevato nel caso di combustione di gas naturale, dove gli NO_x sono solo termici; è invece basso nel caso di olio o carbone, dove prevalgono gli NO_x istantanei e da combustibile.
2. Combustione a stadi (*staged combustion*)
   Nella combustione di olio o carbone, valori significativi di abbattimento si ottengono con la combustione a stadi.
   Questa tecnica consiste nel dosare l'aria e il combustibile all'interno del sistema di combustione in maniera da abbassare la temperatura di fiamma e produrre zone riducenti, nelle quali si formano i frammenti idrocarbonici che attivano i cammini di reazione responsabili della distruzione degli ossidi di azoto, qualunque sia la loro origine.
   La combustione a stadi ha trovato una specifica applicazione nei bruciatori a bassa produzione di NO_x, dove, con opportuni accorgimenti aerodinamici, si riescono ad ottenere all'interno della fiamma buoni profili di temperatura, zone ricche di combustibile e livelli di incombusti solidi e gassosi contenuti.
   Questa tecnica può essere applicata anche alla camera di combustione nel suo insieme (in tal caso prende il nome di postcombustione). Si realizza una zona ricca di combustibile, alimentando i bruciatori con un'aliquota dell'aria comburente minore di quella stechiometricamente necessaria, e una zona povera, introducendo la parte rimanente dell'aria a quota superiore in prossimità dell'uscita della camera di combustione. L'efficienza del processo dipende dalla stechiometria delle due zone di combustione, che va scelta opportunamente per raggiungere un compromesso tra abbattimento di NO_x e produzione di incombusti solidi e gassosi.

   Nella pratica industriale la combustione a stadi con frazionamento dell'aria comburente avviene con le seguenti modalità:

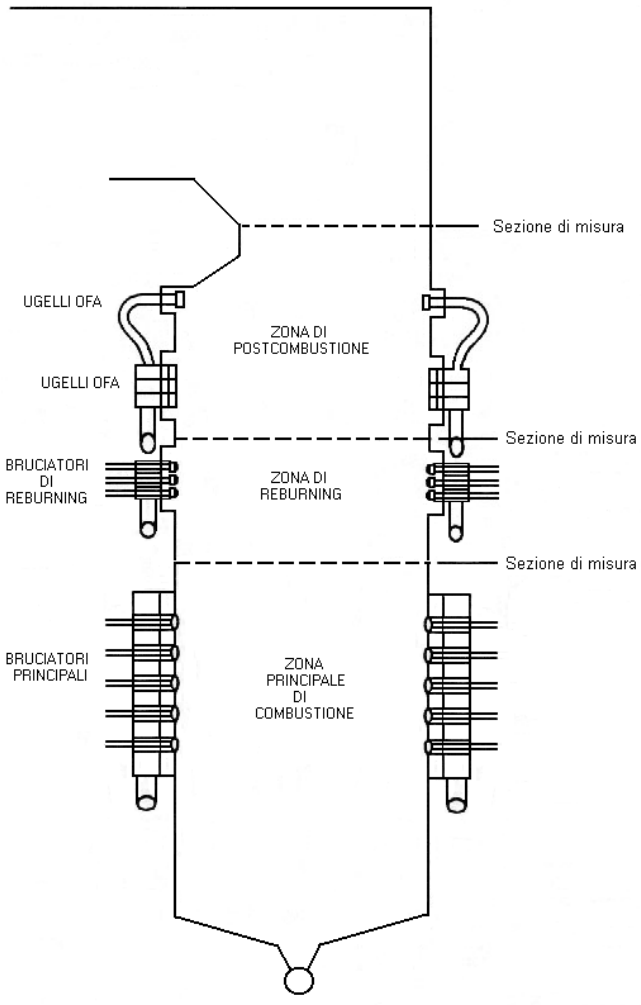
   - OFA (*over fire air*)
     Una parte dell'aria comburente (di norma il 20÷25%) è deviata dalla zona bruciatori per essere introdotta direttamente in camera di combustione al di sopra dell'ultimo piano bruciatori, tramite appositi ingressi denominati *"NOx Ports"*.
     In tal modo si riduce in zona bruciatori sia la quantità di ossigeno disponibile per la formazione degli NO_x, sia la temperatura.
     Questa tecnica è applicata sia ai bruciatori tangenziali che a quelli frontali.

- Bruciatori "Low NOx" (*Low NOx burners)*
  La combustione a stadi è realizzata a livello di bruciatore stesso, limitando la quantità di ossigeno nella zona centrale di fiamma (zona riducente) e fornendo delle portate d'aria di completamento (aria secondaria e terziaria) intorno al bruciatore (zona ossidante).





B) *Ricombustione (reburning)*
Un'ulteriore variante della combustione a stadi è il cosiddetto reburning. Questa tecnologia, che si può applicare a caldaie esercite sia ad olio che a carbone, consente di ottenere, attraverso una sostituzione del 10-20% del combustibile primario con gas, una riduzione del 60-70% degli NO_x.
Si tratta di una combustione a tre stadi, nella quale l'aliquota maggioritaria del combustibile è alimentata ai bruciatori con un limitato eccesso d'aria (zona di combustione primaria). Successivamente, al livello superiore, si inietta il combustibile secondario in quantità tale da produrre una zona ricca di combustibile che opera in condizioni sottostechiometriche (zona di ricombustione). Infine, a quota ancora superiore (all'altezza del naso), viene introdotta l'aria necessaria per completare le reazioni di combustione, determinando una zona ad elevato eccesso d'aria (zona di completamento).
Così facendo, si ottengono elevate riduzioni di NO_x sia perché la temperatura lungo la camera di combustione risulta più uniforme, sia perché nella zona di ricombustione si producono numerose specie riducenti che attaccano gli ossidi formatisi nelle altre zone riconducendoli ad azoto elementare. Infatti, e questa è un'importante differenza con la postcombustione, l'aliquota maggioritaria del combustibile lavora in condizioni ossidanti mentre solo una piccola frazione di combustibile secondario è utilizzata in condizioni che favoriscono la produzione di incombusti.
Il processo è controllato da molti fattori, i più importanti dei quali sono l'eccesso d'aria e la temperatura della zona principale di combustione, la frazione di combustibile secondario, la temperatura e il tempo di residenza nella zona riducente.



C) *Iniezione di prodotti ammoniacali (processo SNCR)*
Nei meccanismi di formazione e di distruzione degli ossidi di azoto assumono particolare importanza i radicali e i composti ammoniacali.
L'attivazione di questi ultimi cammini di reazione è l'obiettivo del processo che si basa sull'iniezione di prodotti ammoniacali (ammoniaca o urea) in zone ossidanti ad alta temperatura della camera di combustione e che prende il nome SNCR (*selective non catalytic reduction*).
Il processo SNCR consente di ottenere riduzioni di NO_x del 50÷60%, ma la sua applicazione su scala industriale è delicata poiché l'intervallo di temperatura in cui le reazioni di abbattimento sono molto attive è limitato (900÷1100°C) e, se le condizioni di processo non sono accuratamente controllate, si possono facilmente formare sottoprodotti indesiderati, come il protossido di azoto (N_2O); inoltre l'ammoniaca può formare, nelle parti più fredde del generatore di vapore, fastidiosi depositi di solfato e bisolfato di ammonio.

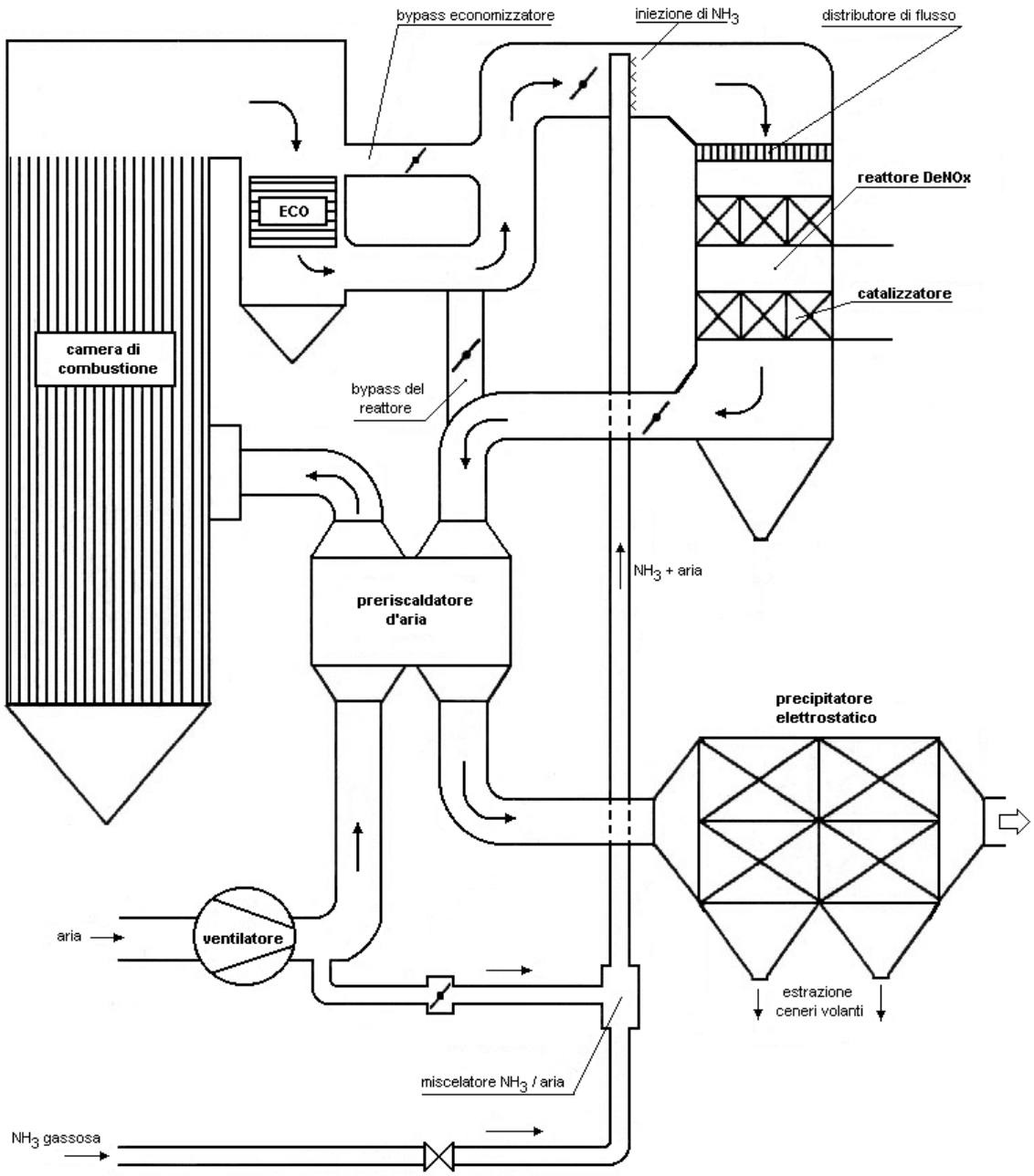
D) *Denitrificazione negli impianti turbogas*
Una tecnologia applicata commercialmente per prevenire la formazione degli NO_x nelle turbine a gas consiste nell'iniezione di acqua o vapore nella camera di combustione.
A causa dell'aumento di massa dei fumi, questo sistema permette l'aumento della potenza generata, ma comporta una perdita di efficienza, un aumento delle emissioni di CO e la fluttuazione della pressione nei bruciatori (che si traduce in un aumento dello stress meccanico a cui sono sottoposti questi componenti).
Peraltro l'adozione del sistema richiede, per applicazioni di potenza, l'utilizzo di grandi quantità di acqua che possono non essere disponibili localmente.
Sono stati sviluppati anche sistemi "secchi" di combustione a bassi NO_x (*DLN - Dry Low NO_x combustion systems*): il principio su cui si basano è il controllo della temperatura di fiamma attraverso la limitazione dell'eccesso di aria comburente.

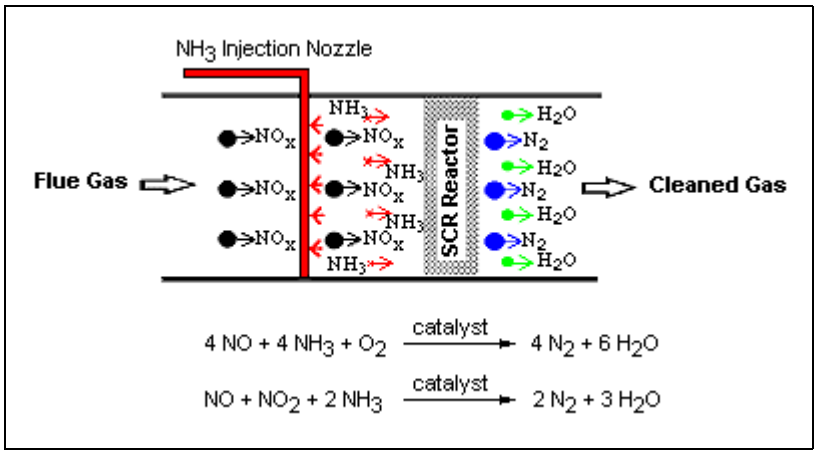
11.3.2. Interventi secondari di denitrificazione

Il trattamento dei gas di combustione mediante la tecnologia SCR si basa sulle seguenti reazioni:

$$4\ NO + 4\ NH_3 + O_2 = 4\ N_2 + 6\ H_2O$$
$$6\ NO_2 + 8\ NH_3 = 7\ N_2 + 12\ H_2O$$

Tali reazioni sono catalizzate da sistemi a base di ossidi metallici (i cosiddetti componenti "attivi": V_2O_5 e/o WO_3 su TiO_2), utilizzati in strutture a nido d'ape (honeycomb) o a piastre, in modo da poter operare con basse perdite di carico.
Le suddette reazioni hanno la massima efficienza tra 320 e 400°C. A tali temperature gli ossidi di azoto sono presenti nel gas di combustione per oltre il 90% sotto forma di monossido di azoto (NO) e per il resto come biossido di azoto (NO_2).
Il contenuto minimo di ossigeno nei gas di combustione, in grado di assicurare la conversione del monossido di azoto, è intorno allo 0,5%; valori ottimali si hanno con una concentrazione di ossigeno superiore all'1%. Si tratta in ogni caso di valori rispettati nella normale conduzione di un impianto termoelettrico.
In una centrale termoelettrica i fumi provenienti dalla caldaia vengono prelevati a valle dell'economizzatore ed inviati ai reattori catalitici (ove il catalizzatore è alloggiato su strati in apposite strutture), disposti in modo tale che i fumi li percorrano in verticale dall'alto verso il basso e dove viene dosato un quantitativo di ammoniaca tale da ottenere l'abbattimento desiderato.


bypass economizzatore
iniezione di NH3
distributore di flusso
reattore DeNOx
catalizzatore
ECO
camera di combustione
bypass del reattore
NH3 + aria
preriscaldatore d'aria
precipitatore elettrostatico
aria
ventilatore
estrazione ceneri volanti
miscelatore NH3 / aria
NH3 gassosa


NH3 Injection Nozzle
Flue Gas
SCR Reactor
Cleaned Gas
4 NO + 4 NH3 + O2 catalyst 4 N2 + 6 H2O
NO + NO2 + 2 NH3 catalyst 2 N2 + 3 H2O

Il progetto di un impianto SCR consiste essenzialmente nella scelta della configurazione impiantistica da adottare e nel calcolo del volume di catalizzatore necessario alla rimozione degli NO_x. Quest'ultimo è definito sia dalle caratteristiche del gas da trattare (composizione e portata), sia da altri parametri che determinano le condizioni di processo ottimali.
I parametri di progetto più importanti sono:

- Efficienza di conversione degli NO_x
  L'efficienza di conversione indica la quantità di NO_x che viene rimossa dai fumi sotto forma di azoto, ovviamente funzione della concentrazione di NO_x all'ingresso e della concentrazione prevista all'uscita.
  L'efficienza di conversione dipende dal tipo di catalizzatore (geometria, volume, composizione) e dalla temperatura (per temperature superiori a 380°C, per alcuni catalizzatori, l'efficienza decresce leggermente).
  Tipicamente, l'efficienza viene fissata in sede di progetto intorno all'80%, ma può essere inferiore qualora siano stati previsti interventi primari di denitrificazione.
- Perdite di carico aggiuntive
  Le perdite di carico globali attraverso il sistema sono il parametro che va direttamente ad influenzare il bilancio energetico dell'impianto e devono essere le minime possibili.
  Le perdite di carico dipendono principalmente dalla geometria del catalizzatore e dalla portata del gas.
  Valori tipici sono intorno a 6÷9 mbar.
- Rilascio di ammoniaca a valle del catalizzatore ("ammonia-slip")
  L'ammoniaca aggiunta per la riduzione degli NO_x dovrebbe essere completamente utilizzata per le reazioni; tuttavia una piccola quantità viene sempre rilasciata a valle del catalizzatore.
  Tale quantità, detta ammonia-slip, deve essere minimizzata poiché è responsabile, insieme con la SO_3 presente nei fumi, della possibile formazione di bisolfato di ammonio:

$$SO_3 + NH_3 + H_2O = NH_4HSO_4$$

  che ha attitudine a precipitare in intervalli di temperatura corrispondenti a quelli dei fumi durante l'attraversamento dei preriscaldatori d'aria, causando l'intasamento degli stessi ed il conseguente ricorso a frequenti lavaggi.
  La presenza di composti ammoniacali nelle varie parti d'impianto comporta, in seguito ai normali lavaggi previsti nell'esercizio, la produzione di reflui contenenti ammoniaca; tali reflui sono trattati in un impianto dedicato (ITAA - impianto trattamento acque ammoniacali).
- Conversione $SO_2 \rightarrow SO_3$
  La concentrazione di SO_3 presente a valle del catalizzatore è data dalla somma della SO_3, presente nei fumi all'ingresso del catalizzatore, e della SO_3 generata per conversione della SO_2 dal catalizzatore, nei riguardi della quale si deve esplicare l'attitudine alla selettività del catalizzatore stesso.
  Si tratta ovviamente di un aspetto indesiderato, che deve essere minimizzato per quanto già detto circa la formazione di bisolfato di ammonio.
  La conversione $SO_2 \rightarrow SO_3$ dipende principalmente dalla composizione del catalizzatore (in particolare dal contenuto di vanadio) e dalla temperatura di esercizio (più alta è la temperatura, più alta la formazione di SO_3).
- Durata del catalizzatore
  La durata del catalizzatore dipende dal degrado del materiale, che può avvenire sia per ragioni chimico-fisiche (principalmente per avvelenamento) che per ragioni meccaniche (rotture, occlusioni, erosioni).

Il degrado è funzione delle caratteristiche dei fumi da trattare (concentrazione e tipo di incombusti e ceneri, concentrazione e stato chimico-fisico di particolari composti chimici contenuti nei fumi), del tipo di progetto del reattore (dimensioni, numero di strati) e della sua localizzazione, ovvero della configurazione d'impianto adottata.

Negli impianti termoelettrici sono possibili tre differenti configurazioni di processo, a seconda della posizione dei reattori catalitici:

- *Configurazione "High Dust"*
  Il reattore catalitico è posizionato subito dopo l'economizzatore di caldaia, e quindi a monte del precipitatore elettrostatico.
  La temperatura tipica di funzionamento è di circa 380°C.
  La configurazione "High Dust" richiede l'impiego di catalizzatori con apertura dei canali sufficientemente ampia in modo da evitare intasamenti da parte delle polveri presenti nei fumi di combustione.
  L'occlusione è anche evitata grazie ad una progettazione appropriata delle caratteristiche fluidodinamiche del sistema e attraverso opportune e periodiche soffiature di aria e/o vapore.
  L'adozione di questa configurazione risulta ottimale dal punto di vista energetico, ma richiede particolari cautele per il controllo dell'ossidazione della SO_2 ad SO_3.
  Inoltre la concentrazione di SO_3 all'ingresso del reattore è già di per sé relativamente elevata per cui appare necessario ridurre il più possibile il valore dell'ammonia-slip.

- *Configurazione "Low Dust"*
  Il reattore catalitico è posizionato subito dopo il precipitatore elettrostatico.
  La temperatura tipica di funzionamento è di circa 350°C.
  Negli impianti a carbone la configurazione "Low Dust" può essere scelta solo nei casi in cui la resistività delle ceneri è bassa ad alta temperatura ed è perciò possibile l'adozione di precipitatori elettrostatici a caldo, a monte dei preriscaldatori d'aria.

- *Configurazione "Tail End"*
  Il reattore catalitico è posizionato a valle dell'impianto di desolforazione.
  La temperatura tipica di funzionamento è di circa 320°C.
  In questa configurazione è perciò necessario prevedere un sistema di riscaldamento a monte dei reattori catalitici, per riscaldare i fumi che all'uscita dell'impianto di desolforazione si trovano a circa 50°C.
  Il sistema di riscaldamento è composto da uno scambiatore gas/gas rigenerativo e da un bruciatore ausiliario (per compensare le perdite in temperatura, corrispondenti a circa 50°C).
  Nella configurazione "Tail End" il gas da trattare è esente da ceneri, e quindi da eventuali veleni contenuti nelle ceneri (ad esempio l'arsenico), e da SO_2 (fino ai livelli conseguenti al particolare sistema di desolforazione utilizzato); perciò si usano catalizzatori con minore apertura dei canali e con composizione differente in quanto, in questo caso, non risulta critica l'ossidazione di SO_2 ad SO_3.
  Questa configurazione presenta l'inconveniente che i gas in uscita dall'impianto di desolforazione devono essere riscaldati, ma pone nello stesso tempo minori vincoli di ingombro, soprattutto per soluzioni di retrofitting.
  Particolare cura deve essere posta nell'evitare l'accumulo di composti silicofluorurati nel sistema. Questi composti tendono a formarsi, a partire dal fluoro e dalla silice presenti nei fumi, per condensazione nello scambiatore di calore rigenerativo: essi, accumulandosi nel sistema per trafilamento, tenderebbero a disattivare anzitempo il catalizzatore.

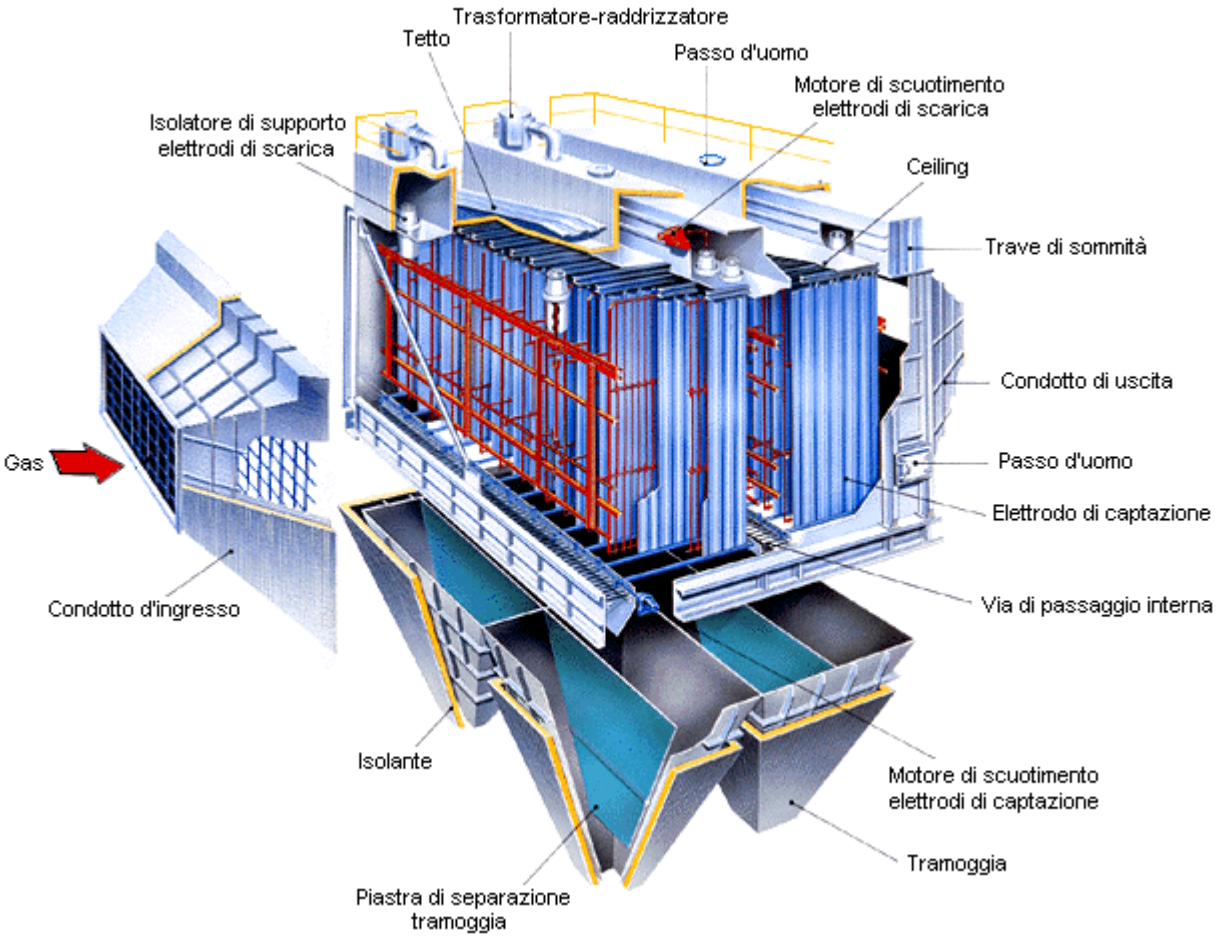
I catalizzatori generalmente utilizzati sono monoliti ceramici (a nido d'ape) e metallici (a piastra).
I monoliti ceramici sono costituiti completamente da materiale catalitico che, durante il processo di produzione, viene plasmato in forma di struttura a nido d'ape con canali a sezione quadrata.
Nei catalizzatori metallici, invece, lo strato cataliticamente attivo viene applicato ad entrambi i lati del supporto metallico, che è costituito da lastre forate o da rete metallica.
I catalizzatori commerciali SCR sono costituiti tipicamente da ossidi di metalli: V_2O_5 e/o WO_3 su TiO_2. Il WO_3 è generalmente meno attivo del V_2O_5 e per tale motivo viene impiegato ad una temperatura leggermente superiore (>350°C). Per contro i sistemi a base di WO_3 mostrano un'attività molto ridotta nell'ossidazione di SO_2 ad SO_3.

Sono in corso continue attività di studio per mettere a punto catalizzatori più efficienti ed economici. In particolare sono in corso di sperimentazione catalizzatori che lavorano a bassa temperatura (200÷300°C).

I costi di installazione attuali degli impianti SCR, comprensivi del catalizzatore, ammontano a circa $40 \cdot 10^3$ €/MW.

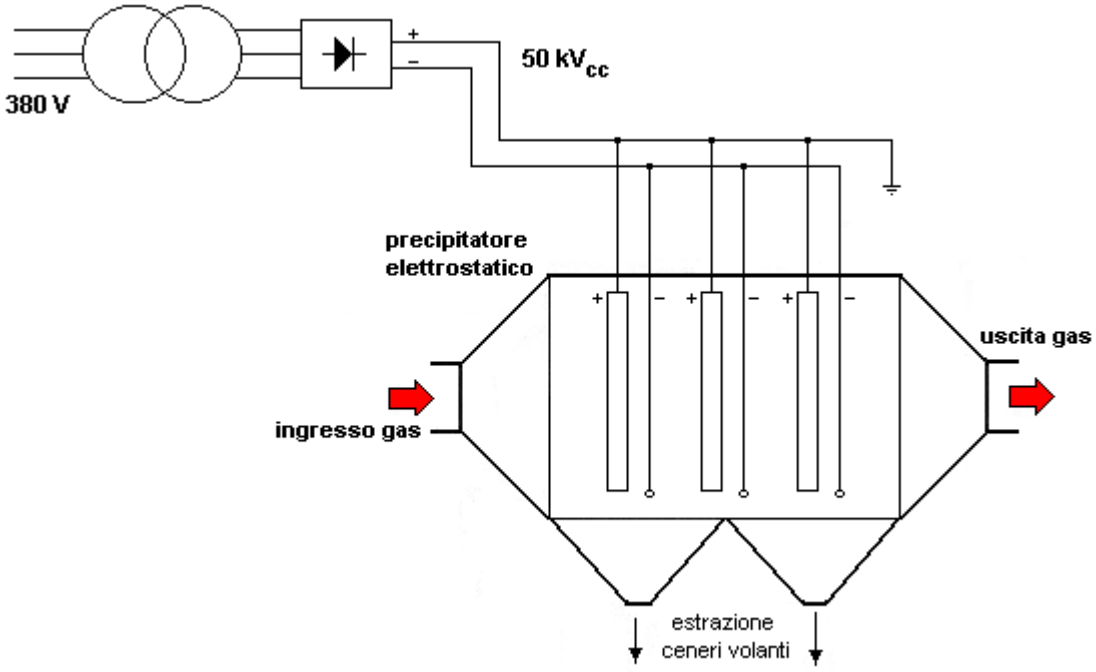
11.4. Riduzione delle polveri

La riduzione delle polveri contenute nei fumi di combustione è ottenuta tramite depolverizzatori meccanici e precipitatori elettrostatici.
I primi, variando la velocità dei gas nei condotti mediante allargamenti di sezione o bruschi cambiamenti di direzione, provocano la caduta per gravità delle particelle solide sospese. Le polveri che si sono separate vengono successivamente estratte dalle tramogge di raccolta sottostanti.
I precipitatori elettrostatici (detti anche elettrofiltri) basano il loro funzionamento sul principio di attrazione dei corpi dotati di carica elettrica di segno opposto. Essi sono costituiti da un insieme di elementi filiformi e di piastre, disposti verticalmente in un'ampia camera del condotto dei fumi e mantenuti in tensione tramite un sistema di alimentazione in corrente continua ad alta tensione (circa 50 kV) in modo da creare all'interno della camera un campo elettrostatico.
Gli elettrodi filiformi, sostenuti da telai poggianti su appositi isolatori, sono collegati alla polarità negativa e hanno il compito di caricare negativamente le particelle solide dei fumi; queste verranno successivamente attratte dalle piastre collegate alla polarità positiva, che è posta francamente a terra.



In una sezione termoelettrica sono previsti due elettrofiltri, uno per ogni condotto gas, costituiti ciascuno da camere di precipitazione contenenti un certo numero di sezioni di captazione poste in serie rispetto al flusso dei gas.
Gruppi trasformatori-raddrizzatori, derivati dalle sbarre a 380 V dei servizi ausiliari, alimentano gli elettrodi delle sezioni di captazione. La tensione continua viene regolata in funzione della resistività

delle ceneri captate. Gli alimentatori sono posti sul tetto dei precipitatori, mentre i relativi quadri di comando sono sistemati in apposito locale.
Sistemi di vibratori e scuotitori delle piastre, ad intervalli di tempo regolari, provvedono a far cadere la fuliggine nelle sottostanti tramogge. Lo scarico e l'allontanamento delle polveri raccolte, dette ceneri, è realizzato per mezzo di scaricatori automatici e di sistemi di trasporto pneumatico.
Esiste la possibilità di programmazione della sequenza di vibrazione e percussione degli elettrodi.



Naturalmente, il problema polveri è molto più sentito negli impianti con combustione a carbone.
Un'unità da 320 MW, che brucia 2400 t/giorno di carbone di qualità standard, produce in media 240 t/giorno di ceneri. Questa quantità di ceneri prodotte viene estratta nelle varie zone del generatore nelle seguenti percentuali:

- circa il 20% dalla tramoggia di fondo caldaia,
- circa il 2% dalle tramogge di uscita economizzatore,
- circa il 78% dai precipitatori elettrostatici.

Il sistema di evacuazione delle ceneri si può quindi dividere in due parti:

- evacuazione delle ceneri pesanti,
- evacuazione delle ceneri leggere.

Per ceneri pesanti si intendono quelle che precipitano nella tramoggia di fondo delle camera di combustione.
Le ceneri leggere, trasportate dai gas di combustione lungo il percorso fumi, parzialmente si depositano sui tubi degli scambiatori (surriscaldatore primario e secondario, risurriscaldatore, economizzatore) per cui si rende necessaria la loro rimozione per mezzo di soffiatori; proseguendo il loro percorso, pervengono ai precipitatori elettrostatici, dove vengono captate e raccolte nelle varie tramogge dei condotti gas.

11.5. Caldaie a letto fluido

Un particolare tipo di caldaia è quella a letto fluido.
Si tratta di una tecnologia, denominata FBC (*fluidized bed combustion*), che si è sviluppata soprattutto per contenere le emissioni dei generatori di vapore che utilizzano combustibili di recupero (biomasse, rifiuti e scarti di lavorazione) e di qualità scarsa (carboni bituminosi, carboni ad alte ceneri, oli molto pesanti).
La combustione avviene a temperature tra i 750 e i 900°C, al di sotto quindi dei circa 1400°C a cui gli atomi di azoto e di ossigeno, nel processo di combustione, si combinano per formare gli ossidi di azoto.
I prodotti della combustione vengono poi in contatto con un sorbente, iniettato in camera di combustione, che trattiene gli ossidi di zolfo.

I sistemi FBC si distinguono essenzialmente in due gruppi:

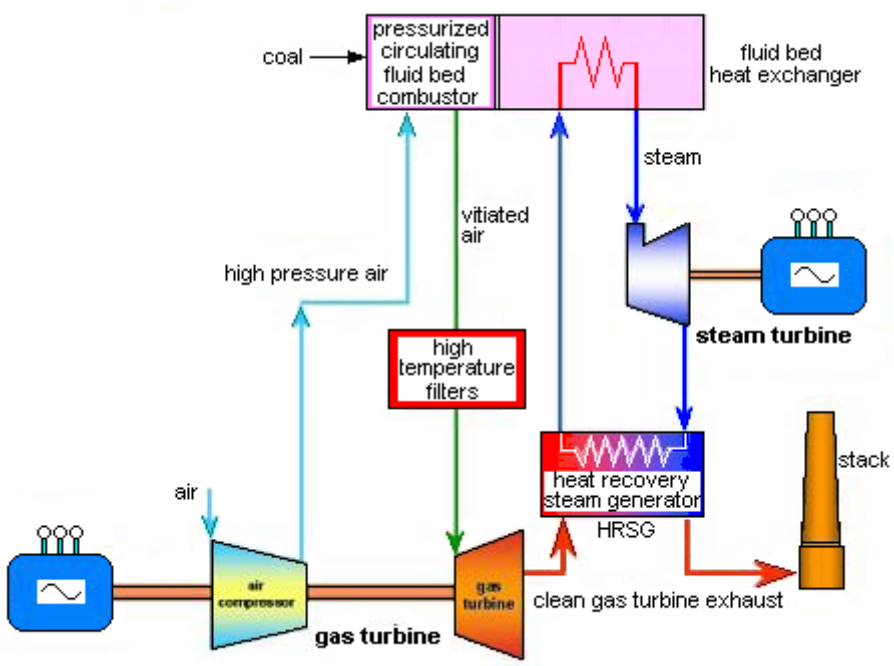
- sistemi FBC operanti a pressione atmosferica,
- sistemi pressurizzati PFBC.

Inoltre i letti fluidi possono essere a gorgogliamento (velocità del gas nel letto relativamente bassa: 1÷1,5 m/s) o a circolazione (velocità assai più elevata: 4÷8 m/s).

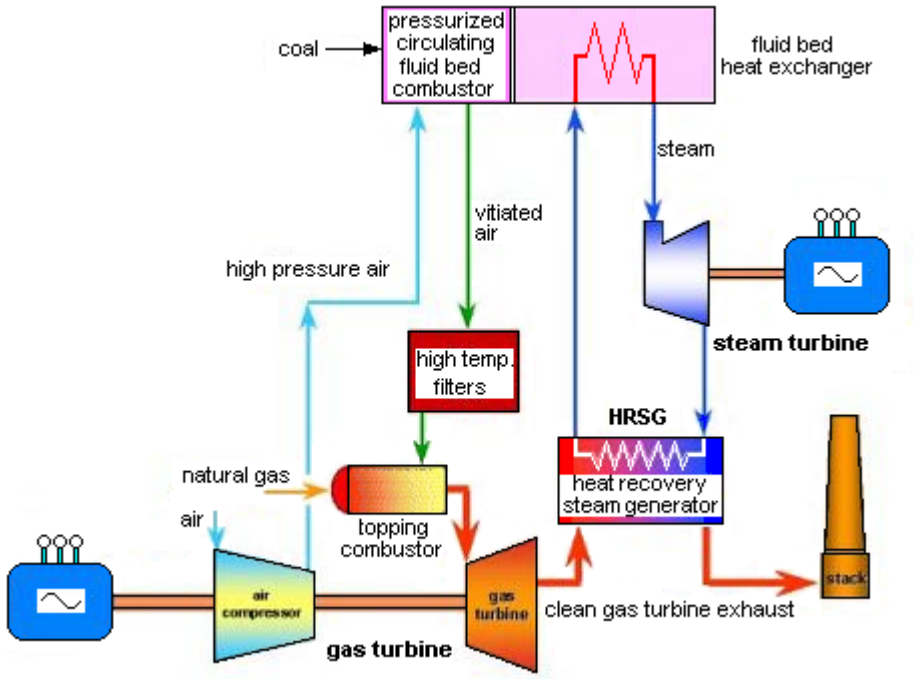
I sistemi a letto fluido a pressione atmosferica FBC utilizzano un sorbente come calcare o dolomite, iniettato in caldaia, per catturare lo zolfo rilasciato dalla combustione di carbone o altro combustibile.
Getti di aria, durante la combustione, tengono sospesa e in movimento la miscela di sorbente e combustibile che brucia, trasformando questa miscela in una sospensione di particelle al calor rosso che scorrono come fluido.

I sistemi pressurizzati PFBC della prima generazione utilizzano anch'essi un sorbente e getti d'aria in pressione. Questi sistemi operano a pressioni piuttosto elevate, in genere comprese tra 10 e 18 bar. La pressione non influisce in modo sostanziale sulle caratteristiche operative: bisogna però rilevare che la maggior densità del comburente e dei gas favorisce l'ottenimento di dimensioni di caldaia più compatte, aumenta la reattività della carica e incrementa lo scambio termico. Per contro, oltre all'ovvio problema della costruzione di una caldaia a tenuta, diventa più complesso il sistema di caricamento del combustibile.
I gas in pressione che vengono prodotti hanno una temperatura di circa 850°C e sono inviati in una turbina a gas; il vapore generato nella caldaia a letto fluido alimenta una turbina a vapore.
Si crea così un ciclo combinato.
L'accoppiamento di una turbina a gas e un combustore a letto fluido permette l'utilizzo del compressore del turbogas come elemento necessario a fornire l'aria comburente pressurizzata al letto fluido, mentre la turbina a gas servirà a produrre energia meccanica tramite l'espansione dei gas combusti prodotti nel letto.
Il PFBC non è però un combustore adiabatico come quello della turbina a gas e non ne raggiunge le temperature; il calore sviluppato dalle reazioni di combustione non serve soltanto ad aumentare la temperatura dei gas combusti, ma è in buona parte dedicato a produrre vapore.
Il ciclo termodinamico risultante è quindi un ciclo ibrido tra quello di un ciclo combinato gas-vapore (in cui tutto il calore di combustione è elaborato dalla turbina a gas) e quello di un ciclo Rankine. Il ciclo a vapore gode comunque di un apporto termico di recupero dei gas scaricati dalla turbina a gas, anche se questi si trovano a una temperatura più bassa rispetto al caso di un ciclo combinato a causa della loro minor temperatura all'inizio dell'espansione.

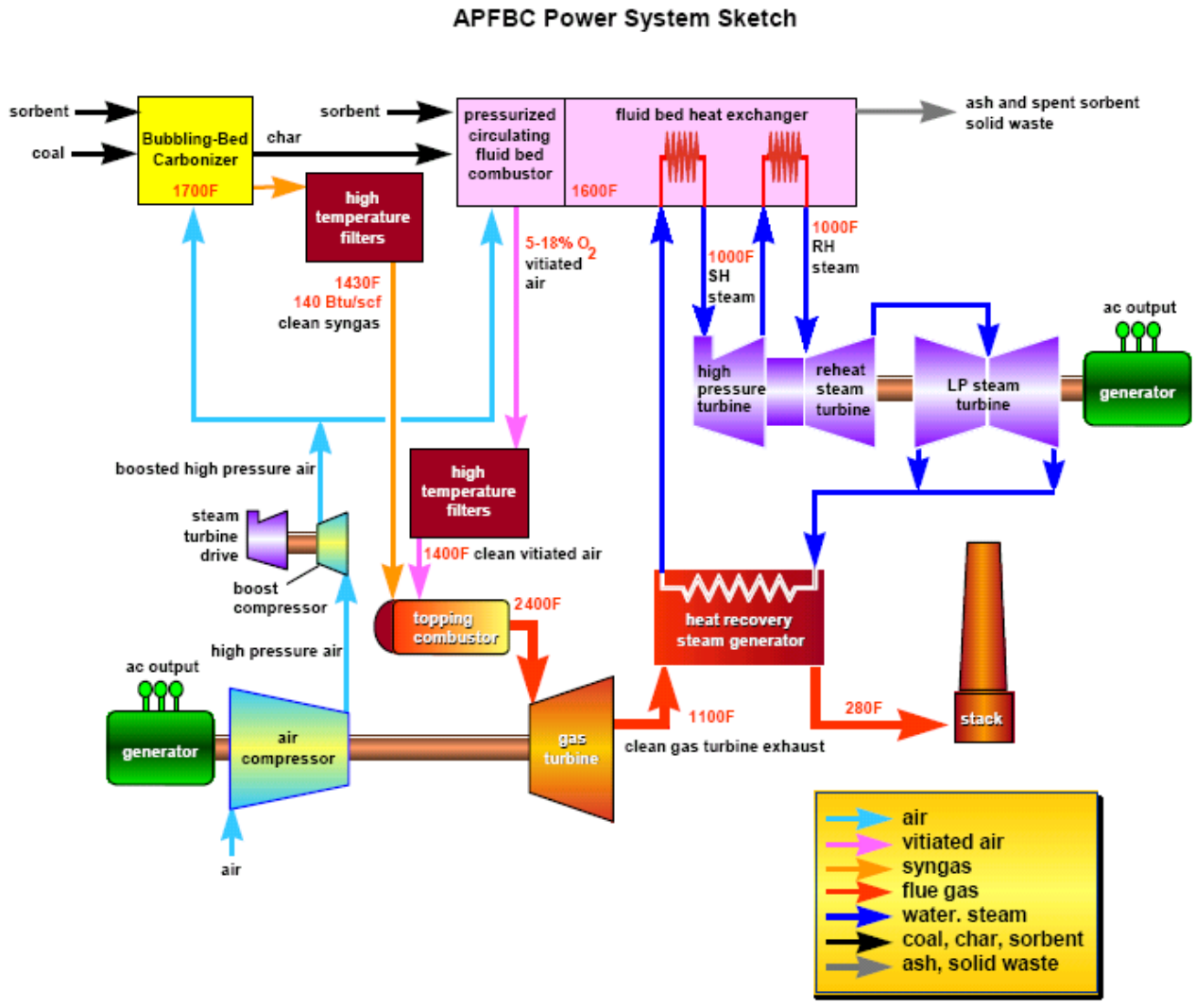
Pertanto, le previsioni di rendimento per questi impianti PFBC di grande taglia sono dell'ordine del 42÷44%.



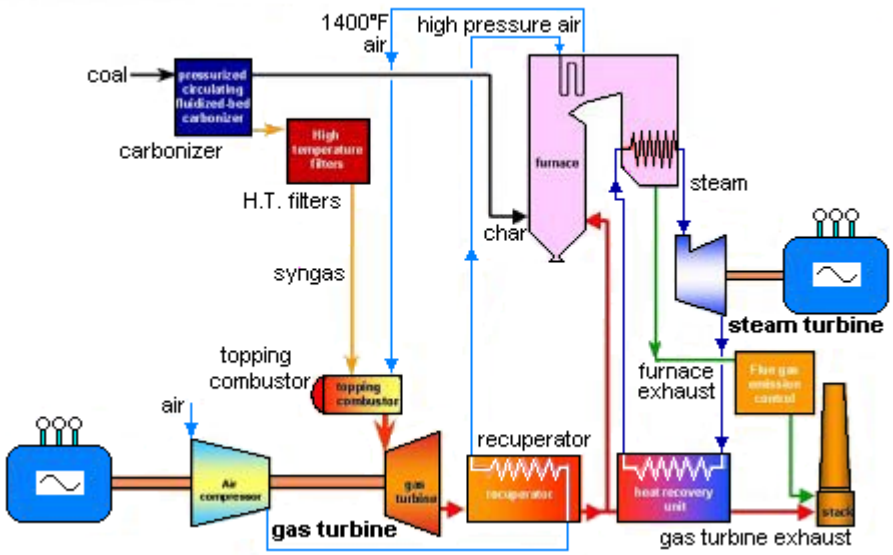
Sono stati poi costruiti impianti PFBC, tra la prima e la seconda generazione, che incrementano la temperatura dei gas da inviare alla turbina, bruciando gas naturale insieme con i gas, ancora ricchi di ossigeno, provenienti dal combustore PFB.
La combustione avviene in un topping combustor, che produce gas a più alta temperatura incrementando così il rendimento della turbina a gas.



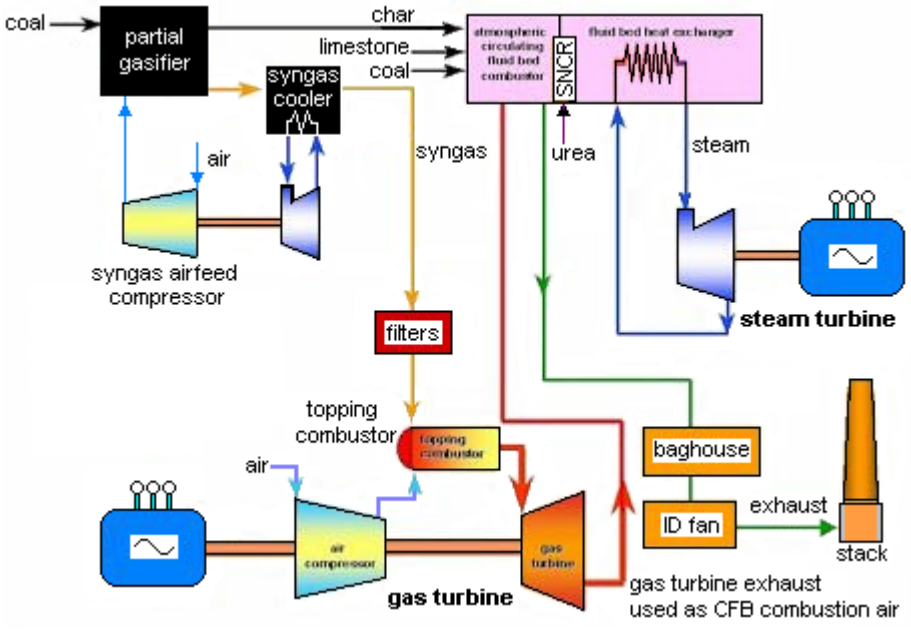
Nei sistemi PFBC più avanzati di seconda generazione vi è un gassificatore del carbone (carbonizer) alimentato da aria in pressione proveniente dal compressore del turbogas.
L'aria in pressione va anche al combustore a letto fluido; i gas, che qui vengono prodotti e che hanno un certo contenuto di ossigeno, servono, dopo filtrazione, come comburente per il gas di sintesi prodotto dal gassificatore.
I prodotti della combustione, che avviene nel topping combustor, sono inviati alla turbina a gas.
Il residuo carbonioso del gassificatore (char) è bruciato nella caldaia a letto fluido.
Il ciclo combinato così ottenuto è ad alta efficienza.
Questi sistemi sono chiamati APFBC (*advanced pressurized fluidized bed combustion*) o sistemi avanzati GFBCC (*gasification fluidized bed combustion combined cycle systems*).

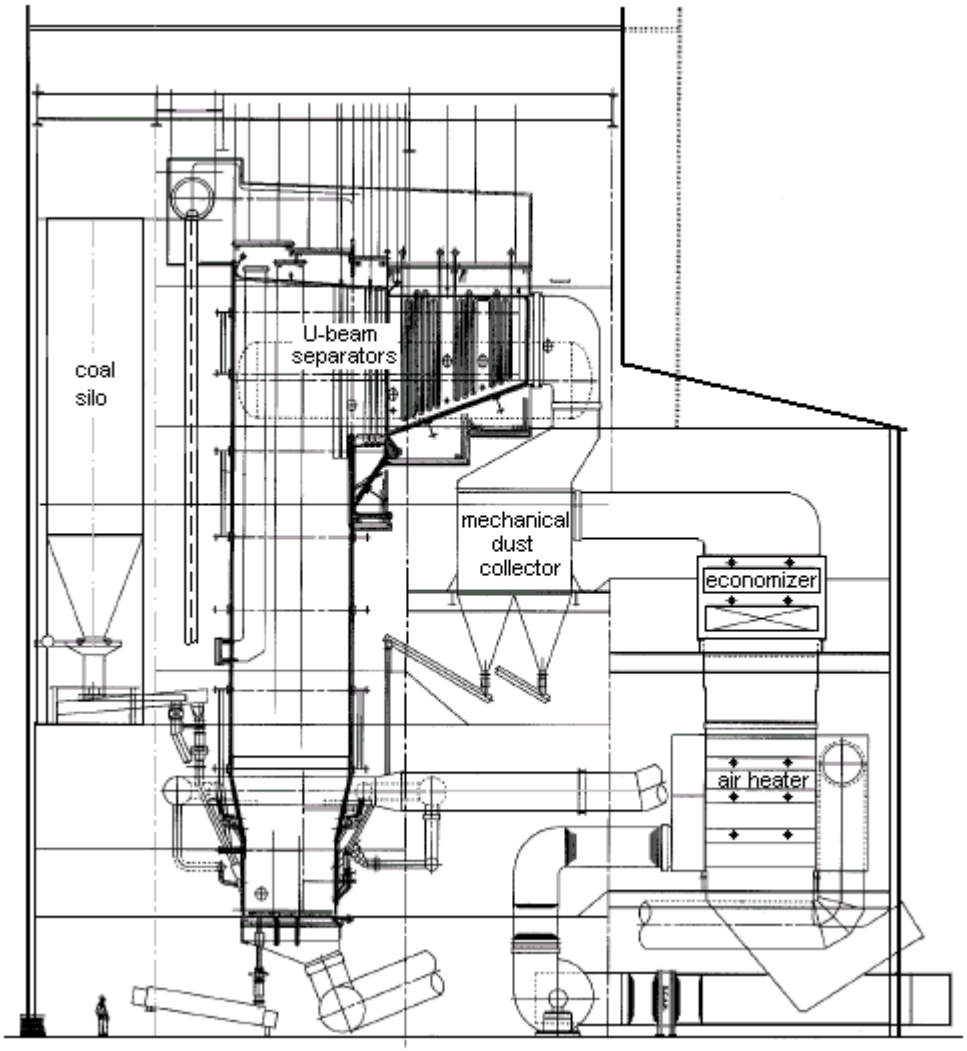


Altri sistemi prevedono ulteriori complicazioni impiantistiche, per innalzare ancora di più il rendimento complessivo.
Il primo impianto, illustrato in figura, riscalda in un recuperatore e in caldaia l'aria compressa, che alimenta il combustore unitamente al gas di sintesi; il gas di combustione prodotto aziona la turbina a gas e viene poi utilizzato allo scarico come comburente nella caldaia a letto fluido.



Il secondo impianto (vedi figura seguente) adotta un gassificatore alimentato da aria compressa proveniente da un compressore autonomo trascinato da una turbinetta. Lo scarico della turbina a gas, che è alimentata da gas prodotto nel topping combustor dal gas di sintesi, viene inviato come comburente nella caldaia a letto fluido, che brucia residuo carbonioso del gassificatore unitamente a carbone ed è dotato di reattore catalitico SNCR funzionante ad urea.





Come già detto, le caldaie a letto fluido sono adatte per un'ampia gamma di combustibili con basso potere calorifico, alto tenore di umidità, alto contenuto di ceneri.
Non occorre prevedere impianti aggiuntivi di desolforazione e denitrificazione.
L'iniezione di calcare, richiesta per combustibili con tenore di zolfo superiore allo 0,5%, dà luogo a una riduzione di SO_2 del 90-95%, secondo le seguenti reazioni:

- ossidazione dello zolfo nel processo di combustione

$$S + O_2 = SO_2$$

- calcinazione del calcare a ossido di calcio

$$CaCO_3 = CaO + CO_2 - 425 \text{ kcal/kg}$$

- reazione tra SO_2 e CaO

$$SO_2 + ½\ O_2 + CaO = CaSO_4 + 3740 \text{ kcal/kg}$$

Le ceneri prodotte, a base di solfato di calcio, sono chimicamente stabili e facilmente evacuabili.
Queste ceneri possono essere riutilizzate nell'industria del cemento, nella stabilizzazione del suolo, nella produzione di blocchi di calcestruzzo, nella preparazione di fondi stradali, ecc.